



TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER
PENGANGGU DI DEPAN RETURNING BLADE TURBIN
ANGIN SAVONIUS TERHADAP PERFORMA TURBIN**

“Studi Kasus (d/D) = 0,5; Jarak $S/D = 1,5 \leq S/D \leq 2,4$;
dengan Bilangan Reynolds = $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$; dan
 $9,0 \times 10^4$ “

ARNOLDUS ADRO PRADHITO
NRP. 2112100104

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



FINAL PROJECT - TM141585

**EXPERIMENTAL STUDY OF EFFECT OF CYLINDER
DISTURBER IN FRONT OF SAVONIUS WIND TURBINE
RETURNING BLADE TO TURBINE PERFORMANCE**

“Study Case $(d/D) = 0,5$, Distance $S/D \approx 1,5 \leq S/D \leq 2,4$, with Reynolds Numbers = $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$; and $9,0 \times 10^4$ “

ARNOLDUS ADRO PRADHITO
NRP. 2112100104

Advisor
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER PENGANGGU
DI DEPAN RETURNING BLADE TURBIN ANGIN SAVONIUS
TERHADAP PERFORMA TURBIN**

“Studi Kasus (d/D) = 0,5, Jarak $S/D = 1,5 \leq S/D \leq 2,4$, dengan Bilangan
Reynolds = $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$; dan $9,0 \times 10^4$ “

TUGAS AKHIR

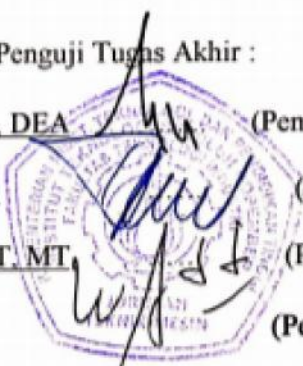
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

ARNOLDUS ADRO PRADHITO

NRP. 2112 100 104

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA (Pembimbing)
NIP. 196001291987011001
 2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. PhD (Penguji I)
NIP. 196412281990031002
 3. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT (Penguji II)
NIP. 197104051997021001
 4. Dr. Ir. Heru Mirmanto (Penguji III)
NIP. 196202161995121001
- 

SURABAYA

JANUARI, 2017

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER PENGANGGU DI DEPAN RETURNING BLADE TURBIN ANGIN SAVONIUS TERHADAP PERFORMA TURBIN

“Studi Kasus (d/D) = 0,5; Jarak $S/D = 1,5 \leq S/D \leq 2,4$; dengan
Bilangan Reynolds = $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$; dan $9,0 \times 10^4$ “

Nama Mahasiswa : Arnoldus Adro Pradhito
NRP : 2112 100 104
Jurusan : Teknik Mesin FTI - ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr.Ir. Triyogi Yuwono, DEA

ABSTRAK

Indonesia merupakan negara yang memiliki potensi sumber daya alam yang sangat besar, sumber energi yang dapat digunakan untuk keberlangsungan hidup masyarakatnya. Salah satu sumber energi yang banyak digunakan adalah energi fosil. Untuk mengatasi ketergantungan terhadap energi fosil, maka perlu pengembangan. Salah satu energi terbarukan yang belum banyak dimanfaatkan secara optimal dan memiliki potensi besar untuk dikembangkan adalah energi potensial udara (angin). Turbin angin Savonius merupakan turbin dengan poros vertikal yang dapat bekerja pada kecepatan angin yang rendah sesuai dengan karakteristik di Indonesia, tetapi turbin ini memiliki efisiensi yang rendah. Dalam upaya meningkatkan kinerja turbin angin savonius, penelitian ini menggunakan silinder sirkuler pengganggu yang diletakkan di depan sudu *returning blade*.

Untuk mencapai tujuan tersebut, penelitian ini menggunakan turbin angin Savonius yang memiliki diameter (D) = 101,6 mm dan tinggi (H) = 300 mm, dan sebagai pengganggu digunakan silinder sirkular yang memiliki diameter (d) = 50,8 mm dan diletakkan di depan returning blade turbin. Pengganggu tersebut diletakkan dengan variasi jarak $1,5 \leq S/D \leq 2,4$. Penelitian dilakukan pada area terbuka dengan angin yang dihisap *blower*. Pada kecepatan angin masuk sebesar 2,47 m/s; 4,95 m/s; 7,42 m/s yang sesuai dengan bilangan Reynolds (Re) = $3,0 \times 10^4$;

$6,0 \times 10^4$; $9,0 \times 10^4$ (berdasarkan pada panjang karakteristik $I = 2D-b$, dimana b adalah lebar overlap dua sudu turbin, dan kecepatan angin). Kecepatan angin diukur menggunakan anemometer. Putaran dari turbin angin diukur menggunakan tachometer, torsi statis menggunakan torque meter dan daya turbin angin diperoleh dengan mengukur gaya untuk membebani turbin pada poros turbin Savonius.

Hasil yang didapatkan adalah, bahwa penempatan silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin Savonius efektif meningkatkan performa turbin, juga variasi jarak antara silinder pengganggu dan *returning blade* (S/D) memberikan variasi peningkatan performa yang berbeda. Dimana untuk bilangan $Re = 3,0 \times 10^4$ putaran maksimum dari turbin dengan silinder pengganggu terjadi pada jarak S/D 1,7 yakni sebesar 1,32 kali putaran turbin tanpa silinder pengganggu, sementara kenaikan torsi statis dan Coefficient of Power maksimum turbin dengan silinder pengganggu berturut-turut mencapai sebesar 1,42 kali, dan sebesar 3,99 kali. Untuk bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$ putaran maksimum dari turbin dengan silinder pengganggu terjadi pada jarak S/D 1,7 yakni sebesar 1,26 kali dan 1,11 kali putaran turbin tanpa silinder pengganggu. sementara nilai torsi statis dan Coefficient of Power maksimum turbin dengan silinder pengganggu berturut-turut mencapai sebesar 1,62 kali dan 5,52 kali untuk $Re = 6,0 \times 10^4$, serta sebesar 1,49 kali dan 1,5 kali untuk $Re = 9,0 \times 10^4$.

Kata kunci : Turbin Savonius, Silinder Pengganggu, Jarak S/D , Performa Turbin dan *Brake Dynamometer*

EXPERIMENTAL STUDY OF EFFECT OF CYLINDER DISTURBER IN FRONT OF SAVONIUS WIND TURBINE RETURNING BLADE TO TURBINE PERFORMANCE

“Study Case (d/D) = 0,5, Distance S/D = 1,5 S/D 2,4, with
Reynolds Numbers = $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$; and $9,0 \times 10^4$ “

Student Name : Arnoldus Adro Pradhito
Student Number : 2112 100 104
Major : Mechanical Engineer FTI - ITS
Advisor : Prof. Dr.Ir. Triyogi Yuwono, DEA

ABSTRACT

Indonesia is a country that has large potential of natural resources, one widely energy source that can be used for the survival of society is fossil fuels, overtime this energy will run out. To overcome the dependence on fossil energy, we needed some developments. One of the renewable energy, which has not been used optimally and has great potential, is the energy of wind. Savonius wind turbine is a vertical axis turbine that can work at low wind speeds in accordance with the characteristics in Indonesia. However, Savonius turbine has a low efficiency. To improve the performance of the turbine, this study used circular cylinder placed in front of the returning blade.

To achieve the objectives, this study uses the Savonius wind turbine that has blade diameter (D) = 101.6 mm and height (H) = 300 mm. The disturber uses a circular cylinder which has diameter (d) = 50.8 mm and placed before returning blade. Disturber are placed with a distance variation of 1.5 S/D 2.4. The study was conducted in an open area with wind blown by blower. At the wind speed of 2.47 m / s; 4.45 m / s; 7.48 m / s in accordance with the Reynolds number (Re) = (based on the characteristic length $I = 2D-b$, where b is the width of the shaft of turbine). Wind speed is measured using the anemometer. The rotation of the wind turbine is measured using a tachometer, static torque measured using a torque meter and wind turbine power is

obtained by measuring the force to load the Savonius turbine on the turbine shaft (brake dynamometer system).

The experimental result shows that by placing a disturbance plate in front of returning blade, can escalate the performance of the Savonius wind turbine. It is showed by the increasing of the rotation, the static torque, and the coefficient of power, compared with the Savonius wind turbine without any disturbance. For $Re = 6 \times 10^4$, the position of cylinder disturbance at $S/D = 1.7$ is the most effective position to improve the performance of Savonius wind turbine. Where, the rotation of turbine increased up to 1.26 times greater and the coefficient of power become 5.52 times greater than the Savonius wind turbine without any disturbance.

Keywords: Savonius Turbine, Cylinders Disturber, Distance S / D, Turbine Performance and *Brake Dynamometer*

KATA PENGANTAR

Puji Syukur penulis haturkan kehadiran Allah SWT yang maha baik, maha pengasih dan penyayang. Sehingga, atas kuasaNya penulis dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul: **STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER PENGANGGU DI DEPAN RETURNING BLADE TURBIN ANGIN SAVONIUS TERHADAP PERFORMA TURBIN** “Studi Kasus ($d/D = 0,5$; Jarak $S/D = 1,5$ $S/D = 2,4$; dengan Bilangan Reynolds = $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$; dan $9,0 \times 10^4$ “

Penulis menyadari bahwa dalam penyelesaian tugas akhir ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak. Untuk itu, pada kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih dan penghargaan setinggi-tingginya kepada:

1. **Orang tua penulis, Bapak Antonius Pramudhito, Ibu Catharina Yekti P dan Fella**, yang telah memberi dukungan secara moril dan materil, serta doa yang tak pernah putus sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
2. **Bapak Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA**, selaku pembimbing dalam menyelesaikan tugas akhir ini. Terimakasih atas bimbingan, arahan, dan motivasi yang tak kunjung henti.
3. **Bapak Prof. Ir. Sutardi, M.Eng. Ph.D dan Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T., Ph.D** selaku dosen penguji yang memberi banyak arahan dan masukan serta kritikan yang sangat membangun.
4. **Seluruh civitas akademika Teknik Mesin ITS** yang pernah memberikan ilmunya kepada penulis, atas dukungan serta bantuannya sehingga memberi kemudahan kepada penulis dalam perkuliahan.
5. **Savonius Wind Turbine Brotherhood, Satria “tumis”, Daniel “Rugani”, Andreadi “Rivasca”, Ielman “Kumahid”, Irfan “Rage”, dan Adhi “Tomkins”,** selaku rekan dalam menyelesaikan tugas akhir ini. Terimakasih atas ilmu, semangat, motivasi, hiburan dan bantuan baik moril maupun materil.

6. **Laskar ITS Team Sapuangin**, yang tak henti memberi motivasi serta memberi hiburan, tempat berindung dan belajar ketika penulis mulai putus asa, terima kasih atas segala bantuannya.

7. **Keluarga Laboratorium Mekanika Fluida, Vibrasi, Metalurgi, Futsal Arek-Arek, M56, M57**, Bella, Selvi, Ayu, Be, Andrian, Muhtadi, Faisal, Denni, Amal Arnok, Ivan, Riyok, Manu, A6, Hanun, Riri, Tam, Tya, Fatur dan semua yang membantu penulis yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu, semoga kita semua dapat mewujudkan mimpi masing-masing.

8. **Rekan-rekan M55** sekalian, yang berjuang bersama-sama sejak menjadi Mahasiswa Baru 2012 hingga penulis menyelesaikan studi di Teknik Mesin FTI-ITS. Terima kasih untuk semua *moment* yang ada. Semoga kita benar-benar menjadi generasi tumpuan bangsa yang *uber alles*.

Surabaya, Januari 2017
Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	xi
DAFTAR TABEL.....	xvii
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan Penelitian.....	5
1.4 Batasan Masalah.....	5
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA.....	7
2.1 Turbin Angin	7
2.2 Turbin Angin Savonius.....	7
2.3 Drag Force	8
2.4 Koeffisien Drag	9
2.5 Aliran Melintasi Sebuah Silinder Sirkular.....	10
2.6 Perhitungan Daya dan Coefficient of Power (CoP)	13
2.7 Bilangan Reynolds.....	15
2.8 Penelitian Terdahulu.....	16
2.8.1 Penelitian Silinder dengan Pengganggu.....	16

2.8.2	Penelitian tentang Peningkatan Peforma dari Turbin Savonius	23
2.8.3	Penelitian tentang Peningkatan Peforma dari Turbin Savonius	26
2.8.4	Penelitian Tentang Blockage Ratio.....	29
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN.....		31
3.1	Parameter yang Diukur.....	31
3.2	Analisa Dimensi	32
3.2.1	Analisa Dimensi untuk Coefficient of Power	32
3.3	Metode eksperimen	35
3.3.1	Benda Uji	35
3.3.2	Penyangga Turbin Angin Savonius.....	38
3.3.3	Alat Ukur.....	38
3.4	Prosedur Penelitian.....	43
3.5	Flowchart Pengambilan Data	45
BAB 4 ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN.....		47
4.1.1	Perhitungan Bilangan Reynolds	47
4.2	Contoh Perhitungan	49
4.2.1	Perhitungan Tip Speed Ratio (TSR)	49
4.2.2	Perhitungan Coefficient of Power (CoP)	50
4.3	Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu	51

4.3.1	Data Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu	51
4.3.2	Putaran sebagai Fungsi Bilangan Reynolds	51
4.3.3	Torsi Statis sebagai Fungsi Bilangan Reynolds	52
4.3.4	Coefficient of Power sebagai Fungsi Bilangan Reynolds.....	53
4.4.	Pengaruh silinder pengganggu terhadap performa turbin Savonius.....	54
4.4.1	Putaran sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$	54
4.4.2	Torsi statis sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$	58
4.4.2.1	Torsi statis sebagai fungsi sudut bukaan sudu pada jarak $S/D = 1,7$	62
4.4.3	Coefficient of Power (CoP) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$	64
4.4.4	Coefficient of Power (CoP) sebagai fungsi Tip Speed Ratio () pada jarak $S/D = 1,5 - 2,4$	68
4.4.	Perbandingan Antara Hasil Penelitian dan Simulasi	71
4.5.1	Simulasi Pada Turbin Sebelum dan Sesudah Diberikan Pengganggu	71
4.5.1	Simulasi Pada Turbin Angin Savonius Sesudah Diberikan Pengganggu Pada Bukaan Sudut Turbin 70° dan 140°	74

BAB 5 PENUTUP.....	77
5.1 Kesimpulan	77
5.2. Saran.....	78
DAFTAR PUSTAKA.....	79
LAMPIRAN.....	81

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Bagian turbin angin Savonius.....	8
Gambar 2. 2 Mekanisme Terjadinya Separasi Pada Aliran Melewati Silinder Sirkular.....	11
Gambar 2. 3 Mekanisme terjadinya separasi pada aliran melewati silinder berpengganggu (Triyogi et al, 2009)	13
Gambar 2. 4 Geometri benda uji (Tsutsui dan Igarashi, 2002)	16
Gambar 2. 5 Grafik bilangan Strouhal dan koefisien drag (Tsutsui dan Igarashi, 2002)	17
Gambar 2. 6 Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkuler Tsutsui dan Igarashi, 2002.....	17
Gambar 2. 7 Skema alat silinder pengganggu Tipe I yang disusun tandem dengan silinder utama (Triyogi et al, 2009).....	19
Gambar 2. 8 Grafik C_D/C_{D0} terhadap sudut iris silinder pengganggu (Triyogi et al, 2009)	20
Gambar 2. 9 Visualisasi aliran pada silinder berpengganggu tipe I (Triyogi, 2009)	20
Gambar 2. 10 Visualisasi aliran pada silinder utama (Triyogi, 2009).....	21
Gambar 2. 11 Distribusi tekanan (C_p) pada aliran melalui silinder berpengganggu tipe I pada berbagai sudut potong (Triyogi, 2009).....	22
Gambar 2. 12 Profil Kecepatan Pada Aliran melalui silinder berpengganggu tipe I pada berbagai sudut potong (Triyogi, 2009).....	22

Gambar 2. 13 Skema susunan pengganggu pada turbin angin Savonius	23
Gambar 2. 14 Grafik pengaruh besar sudut plat (dan) pada pengganggu 1 terhadap putaran turbin (Altan et al, 2008).....	24
Gambar 2. 15 Grafik hubungan antara speed ratio dan power coefficient (C_p) pada turbin angin Savonius dengan dua sudu (Mohamed et al, 2010).....	24
Gambar 2. 16 Skema susunan pengganggu pada turbin angin tipe Savonius dengan dua sudu dan tiga sudu (M.H. Mohamed et al, 2010)	25
Gambar 2. 17 Grafik pengaruh panjang pengganggu terhadap Coefficient of Power (B.D. Altan et al, 2008).....	26
Gambar 2. 18 Skema alat penelitian optimasi kinerja turbin Savonius dengan menggunakan benda Pengganggu berupa silinder Retno (2016). ..	26
Gambar 2. 19 Grafik perbandingan Coefficient of Power antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu ($CoP/CoPo$) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Retno Dewi, 2016)	27
Gambar 2. 20 Skema Pengukuran Daya (CoP) Penelitian (Rizki, 2016).....	28
 Gambar 3. 1 Skema Penelitian (top view)	31
Gambar 3. 2 Blower CKE SPV-18	35
Gambar 3. 3 Skema penelitian dan dimensi alat	36
Gambar 3. 4 Turbin Angin Savonius	37

Gambar 3. 5 Sketsa benda pengganggu berupa silinder sirkular	37
Gambar 3. 6 Penyangga turbin angin Savonius	38
Gambar 3. 7 Torque meter LUTRON model TQ-8800	40
Gambar 3. 8 Skema pengukuran brake dynamometer	41
Gambar 3. 10 Neraca Pegas (Agritech, Tuban)	42
Gambar 3. 9 Shimadzu ELB300 Scale	43
Gambar 3.11 Flowchart Pengambilan Data	45
 Gambar 4. 1 Grafik Putaran Turbin Angin Tanpa Silinder Penggangu Sebagai Fungsi Bilangan Reynolds	 52
Gambar 4. 2 Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu sebagai fungsi Bilangan Reynolds.....	53
Gambar 4. 3 Grafik CoP Turbin Angin Savonius tanpa Silinder	54
Gambar 4. 4 Grafik putaran turbin angin Savonius berpengganggu (n) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$	55
Gambar 4. 5 (a) Ilustrasi Aliran Untuk Turbin Savonius Dengan Penambahan Silinder Pengganggu Pada Jarak S/D $= 1,7$ (b) Ilustrasi Aliran Untuk Turbin Savonius Dengan Penambahan Silinder Pengganggu Pada Jarak $S/D = 2,4$	56
Gambar 4. 6 Grafik perbandingan putaran antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (n / n_0) sebagai fungsi jarak pada S/D $= 1,5 - 2,4$	58
Gambar 4. 7 Grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu (T) sebagai fungsi jarak pada $S/D =$ $1,5 - 2,4$	59

- Gambar 4. 8 Grafik perbandingan torsi statis antara turbin angin Savonius berpengganggu tanpa silinder pengganggu (T/T_0) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ 61
- Gambar 4. 9 Grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu (T) sebagai fungsi sudut.....63
- Gambar 4. 10 Grafik Coefficient of Power turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ 64
- Gambar 4. 11 Grafik Coefficient of Power Turbin Angin Savonius Berpengganggu (CoP) Pada Jarak $S/D = 1,7$ Sebagai Fungsi Bilangan Reynolds65
- Gambar 4. 12 Grafik perbandingan Coefficient of Power antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (CoP/CoP_0) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ 67
- Gambar 4. 13 Grafik Coefficient of Power Turbin Angin Savonius Berpengganggu Sebagai Fungsi TSR Dalam $S/D = 1,5 - 2,4$, dan Bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$ 68
- Gambar 4. 14 (a) Distribusi Tekanan Pada Sudu Turbin Angin Savonius Tanpa Diberikan Silinder Pengganggu (b) Menunjukkan Distribusi Tekanan Pada Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Jarak Optimal $S/D 1,7$ 72
- Gambar 4. 15 (a) Distribusi Tekanan Pada Sudu Turbin Angin Savonius Tanpa Diberikan Silinder Pengganggu (b) Menunjukkan Distribusi Tekanan Pada Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Jarak Optimal $S/D 1,7$ 73
- Gambar 4. 16 Distribusi Tekanan Pada Sudu Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu jarak S/D

1,7 dan Bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ (a) Sudut
 Buka 140° (b) Sudut Buka 70°74

“Halaman ini sengaja dikosongkan“

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Koefisien drag untuk berbagai bentuk benda pada Re 1000 (Hoerner, S. F., Fluid-Dynamics of Drag, 2nd ed. 1965)	10
Tabel 2. 2 Konfigurasi panjang plat Pengganggu (Altan et al, 2008)	23
 Tabel 3. 1 Spesifikasi Blower CKE SPV-18	36
Tabel 3. 2 Spesifikasi Tachometer OMEGA seri HHT12	38
Tabel 3. 3 Spesifikasi Omega HHF92A Digital Anemometer	39
Tabel 3. 4 Spesifikasi Omega HHF92A Digital Anemometer	39
Tabel 3. 5 Spesifikasi Torque meter LUTRON mode TQ-8800	40
Tabel 3. 6 Spesifikasi ELB300	43
Tabel 3. 7 Spesifikasi Pegas	43
Tabel 3. 8 Spesifikasi Benang Nilon Optimum	43
 Tabel 4. 1 Data Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu.....	51

“Halaman ini sengaja dikosongkan“

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia merupakan negara yang memiliki potensi sumber daya alam yang sangat besar, sumber energi yang dapat digunakan untuk keberlangsungan hidup masyarakatnya. Salah satu sumber energi yang banyak digunakan adalah energi fosil. Energi ini termasuk energi yang tidak dapat diperbaharui dan negatif terhadap lingkungan. Seiring berjalannya waktu energi fosil akan habis. Untuk mengatasi ketergantungan terhadap energi fosil, maka perlu pengembangan untuk mendapatkan sumber daya alam terbarukan. Salah satu energi terbarukan yang belum banyak dimanfaatkan secara optimal dan memiliki potensi besar untuk dikembangkan adalah energi potensial udara (angin).

Energi angin dapat digunakan untuk memutar poros turbin angin yang kemudian putaran tersebut ditransmisikan pada generator listrik. Prinsip kerja dari turbin angin adalah untuk membangkitkan energi listrik dengan mengubah energi mekanik dari angin menjadi energi putar pada turbin dan digunakan untuk memutar generator yang akan menghasilkan energi listrik.

Salah satu tipe turbin angin adalah turbin angin Savonius. Turbin angin tipe Savonius pertama kali ditemukan oleh S.J. Savonius pada tahun 1920. Pada prinsipnya turbin angin tipe Savonius yang konvensional adalah plat tabung yang dibelah dua dan saling disatukan sehingga berbentuk huruf S. Sehingga pada turbin angin Savonius konvensional hanya terdiri atas dua buah sudu saja. Turbin angin Savonius adalah jenis turbin angin tipe drag, yaitu turbin ini menghasilkan daya dengan memanfaatkan gaya drag yang dihasilkan dari tiap-tiap sudunya. Sudu turbin Savonius (Savonius Blade) dibedakan menjadi 2 jenis yaitu *advancing blade* dan *returning blade*. Selisih gaya drag dari *advancing blade* dan *returning blade* akan menghasilkan torsi, yang apabila dikalikan dengan kecepatan angular dari turbin angin maka akan menghasilkan daya turbin angin tersebut. Apabila

selisih gaya drag semakin besar, maka daya yang dihasilkan pun semakin besar pula. Salah satu cara untuk memperbesar selisih gaya drag adalah dengan mengurangi gaya drag pada *returning blade*. Gaya drag dapat direduksi dengan mengontrol *boundary layer* yang timbul dengan cara menempatkan pengganggu di depan *returning blade* turbin angin.

Sebelumnya beberapa penelitian yang telah dilakukan terkait dengan reduksi gaya drag dan aplikasi silinder pengganggu pada turbin angin tipe Savonius. Pada penelitian **Triyogi et al (2009)** menggunakan silinder pengganggu tipe-I dengan variasi sudut iris dari 0° sampai 65° yang diposisikan di depan silinder sirkular utama dengan bilangan Reynolds $5,3 \times 10^4$. Hasil dari penelitian tersebut didapatkan bahwa pengurangan koefisien drag silinder sirkular utama yang paling efektif adalah ketika diberi silinder pengganggu tipe-I dengan sudut iris 65° . Hal ini dikarenakan daerah wake yang terjadi dibelakang silinder tipe-I dengan sudut iris 65° sebagai pengganggu sangat besar sehingga efektif mengganggu silinder utama dan mampu menunda letak titik separasi dan akhirnya akan menghasilkan daerah wake yang kecil dan mereduksi gaya drag yang terjadi pada silinder utama. Besarnya pengurangan gaya drag yang dihasilkan mencapai 52% dibandingkan dengan gaya drag tanpa penghalang^[5].

Altan et al (2008) melakukan penelitian pada turbin angin Savonius. Pengganggu yang digunakan berupa dua buah plat yang diposisikan di depan turbin dengan variasi panjang plat (1 dan 2) dan besar sudut plat (45° dan 15°) dengan bilangan Reynolds $1,5 \times 10^5$. Hasil penelitian didapatkan bahwa Coefficient of Power (C_p) dari turbin angin Savonius dapat meningkat hingga 38,5% pada aplikasi pengganggu yaitu dengan panjang plat 1 sebesar 45cm dan 2 sebesar 52 cm dengan sudut sudu pengganggu $= 45^\circ$ dan $= 15^\circ$ [1].

Penelitian **Mohamed (2010)** tentang simulasi dengan software *Computational Fluid Dynamics* (CFD) pada turbin angin Savonius yang diberi pengganggu berupa plat datar di depan turbin dengan variasi besar sudut plat (45° dan 15°) dan speed ratio (2 dan 3) dengan

kecepatan angin 10 m/s. Simulasi ini membandingkan antara turbin Savonius dua sudu dengan tiga sudu serta masing-masing diberi pengganggu. Hasil simulasi didapatkan bahwa *Coefficient of Power* (C_p) dari turbin angin Savonius dapat meningkat hingga 27,3% pada speed ratio 0,7 dan besar sudut $= 100,83^\circ$ pada turbin savonius dua sudu berpengganggu. Sedangkan pada turbin savonius tiga sudu berpengganggu, hasil dari *Coefficient of Power* (C_p) turbin angin Savonius dapat meningkat hingga 27,5% pada speed ratio 0,7 dan besar sudut $= 80,52^\circ$ [3].

Penelitian yang dilakukan oleh **Retno (2016)** tentang optimalisasi daya output dari turbin angin tipe Savonius dengan mengaplikasikan pengganggu berupa silinder dengan ukuran dimensi diameter 45 mm, panjang 280 mm, dan variasi jarak dari pusat *returning blade* turbin angin terhadap pengganggu (S/D) = 1,5 ; S/D 2,4. Penelitian ini menggunakan wind tunnel dengan jenis subsonic. Hasil yang didapat menunjukkan bahwa $Re = 7,5 \times 10^4$ kenaikan maksimum dari *Coefficient of Power* sebesar 225% dengan S/D sebesar 1,7.

Namun, hasil dari penelitian Retno memiliki kekurangan karena perbandingan antara luasan turbin angin dengan wind tunnel terlalu besar, sehingga terjadi efek blockage yang besar pada aliran di wind tunnel. Untuk itu diperlukan penelitian lanjutan untuk mengurangi efek blockage dan juga diharap dapat meningkatkan performa dari turbin [7].

1.2 Perumusan Masalah

Sudu turbin Savonius (Savonius Blade) dibedakan menjadi 2 jenis yaitu *advancing blade* dan *returning blade*. Perbedaan mendasar antara kedua blade tersebut terletak pada cekungan bagian dalam sudu turbin. *Advancing blade* memiliki cekungan bagian dalam sudu turbin yang tegak lurus dengan arah datangnya aliran (flow direction). Sedangkan sisi dengan bagian cekung tegak lurus dengan arah aliran dinamakan *returning blade*.

Gaya drag yang dihasilkan pada sisi *returning blade* lebih kecil daripada sisi *advancing blade*, sehingga torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* lebih kecil bila dibandingkan dengan *advancing blade*. Daya yang dibangkitkan pada turbin angin tersebut merupakan selisih dari torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* dan *advancing blade*. Apabila turbin angin diberi pengganggu silinder yang diletakkan di depan *returning blade*, dengan ukuran yang lebih kecil maka *boundary layer* pada *returning blade* akan terganggu. Hal ini menyebabkan titik separasi pada *returning blade* mundur kebelakang sehingga daerah wake menyempit dan menghasilkan gaya drag yang lebih kecil (**Tsutsui dan Igarashi, 2002**) ^[6]. Akibatnya, selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar meningkatkan nilai putaran dan meningkatkan daya turbin yang dibangkitkan. Penelitian kali ini dilakukan dengan menggunakan turbin angin tipe Savonius yang diganggu oleh silinder sirkular dengan variasi jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu (S/D). Hipotesa awal dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Silinder sirkular diletakkan secara tandem di depan *returning blade* sebagai pengganggu, efektif dalam mengganggu turbin angin. Hal ini dikarenakan daerah wake yang terjadi dibelakang silinder pengganggu diduga akan mengganggu *boundary layer* aliran dibagian depan dari *returning blade* sehingga akan mempercepat terbentuknya *boundary layer* transisi *returning blade* sehingga *boundary layer* turbulen cepat terjadi. Akibatnya titik separasi mundur ke belakang dan nilai gaya drag menurun. Di sisi lain terbentuknya wake juga menyebabkan tekanan di depan *returning blade* atau di belakang silinder pengganggu mengecil, sehingga selisih tekanan antara bagian depan dan belakang *returning blade* menurun dan didapatkan gaya drag minimum.

2. Variasi jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu (S/D), diduga mempengaruhi besar gaya drag yang terjadi pada *returning blade*. Dimana pada jarak yang terlalu dekat kurang efektif mengganggu *boundary layer* pada bagian depan *returning blade*, namun bila jaraknya terlalu jauh maka pengganggu kurang efektif atau bahkan seperti dua buah silinder yang tidak saling mempengaruhi.

Untuk membuktikan hipotesa diatas maka dilakukan penelitian dengan menggunakan turbin angin tipe Savonius dengan diameter (D) = 101,6 mm serta silinder pengganggu berupa silinder sirkular dengan diameter (d) = 50,8 mm. Jarak antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu divariasikan dari 1,5 S/D 2,4 dengan kecepatan aliran fluida 2 V 8 meter per detik.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah untuk meningkatkan performa dari turbin angin tipe Savonius dengan mengurangi gaya drag pada sisi *returning blade* dengan cara meletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade* dan mempelajari secara rinci pengaruh jarak antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu (S/D) terhadap performa turbin angin, yaitu dengan mengukur:

1. Torsi statis turbin savonius yang digunakan.
2. Torsi dinamis dan putaran turbin (pada saat turbin dibiarkan berputar).

1.4 Batasan Masalah

Pada penelitian ini digunakan beberapa batasan masalah sehingga bahasan yang dilakukan tidak melenceng dari tujuan yang ada. Adapun batasan masalah yang digunakan adalah sebagai berikut :

1. Fluida yang mengalir adalah udara dalam kondisi aliran steady, incompressible, dan uniform pada

- sisi upstream, dengan bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$, $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$.
2. Analisa dilakukan pada turbin angin tipe Savonius dengan diameter (D) = 101.6 mm dan pengganggu berupa silinder sirkular dengan diameter (d) = 50,8 mm.
 3. Variasi jarak pusat *returning blade* turbin angin dengan pusat silinder pengganggu (S/D) yang digunakan sebesar 1,5 S/D 2,4.
 4. Analisa aliran dua dimensi.
 5. Kemungkinan terjadinya perpindahan panas dapat diabaikan.

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Turbin Angin

Turbin angin adalah sebuah sistem yang berfungsi untuk mengubah energi kinetik angin menjadi energi mekanik pada poros turbin tersebut. Energi mekanik dari putaran poros turbin ditransmisikan untuk memutar generator listrik sehingga dapat menghasilkan energi listrik. Turbin angin dibedakan menjadi dua berdasarkan posisi porosnya, yaitu *Horizontal Axis Wind Turbine* (HAWT) dan *Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT).

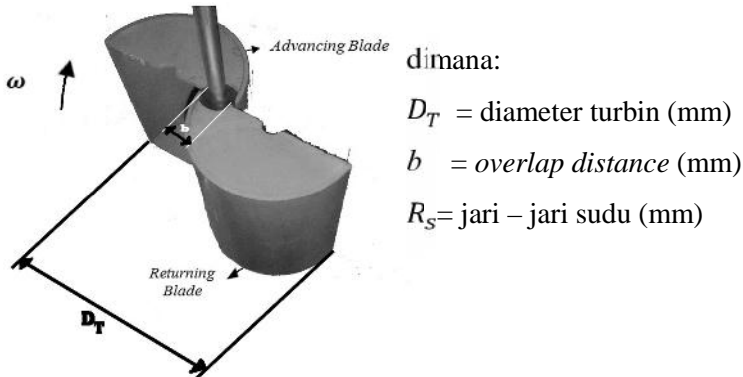
Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT) merupakan turbin angin dengan poros turbin yang sejajar dengan arah aliran angin. Blade yang digunakan pada HAWT biasanya berbentuk airfoil yang memanfaatkan gaya angkat aliran angin untuk memutar poros turbin. Jenis turbin ini cocok untuk digunakan di daerah dengan kecepatan aliran angin sedang sampai tinggi.

Vertical Axis Wind Turbine (VAWT) merupakan turbin angin dengan poros turbin yang tegak lurus dengan arah aliran angin. Turbin jenis ini sangat berguna untuk ditempatkan di daerah yang arah anginnya bervariasi karena turbin jenis ini tidak harus diarahkan searah dengan datangnya aliran angin. Turbin jenis VAWT memiliki efisiensi yang lebih kecil daripada jenis HAWT. Pada saat ini terdapat tiga jenis *Vertical Axis Wind Turbine* diantaranya yaitu *Savonius*, *Darius*, dan H.

2.2 Turbin Angin Savonius

Turbin angin tipe *Savonius* merupakan turbin dengan konstruksi sederhana yang pertama kali dikemukakan oleh sarjana bernama Sigurd J. Savonius dari Finlandia. Turbin yang termasuk dalam kategori VAWT ini memiliki rotor dengan bentuk dasar setengah silinder. Pada turbin *Savonius* terdapat dua jenis blade/sudu yaitu *advancing blade* dan *returning blade*.

Pada gambar 2.1 dapat dilihat bentuk turbin tipe *Savonius* beserta penamaan sudunya. Turbin angin *Savonius* cukup sederhana, prinsip kerjanya berdasarkan *differential drag windmill*, yaitu berputarnya turbin akibat perbedaan gaya drag di masing-masing sudunya. Perbedaan besarnya nilai gaya drag yang diterima oleh masing – masing blade menyebabkan adanya torsi yang akan



Gambar 2. 1 Bagian turbin angin Savonius

memutar turbin *Savonius*. Sehingga semakin besar perbedaan gaya drag antara *advancing blade* dan *returning blade* maka torsi yang dihasilkan juga akan semakin besar.

2.3 Drag Force

Sebuah benda yang dialiri suatu aliran viscous dan incompressible akan mengalami gaya-gaya aerodinamika. Gaya-gaya tersebut dihasilkan karena adanya tekanan dan gaya geser pada permukaan benda. Gaya yang sejajar horizontal dengan vector kecepatan aliran disebut dengan gaya drag, sedangkan gaya yang memiliki arah tegak lurus terhadap arah freestream disebut dengan gaya *lift force*.

Gaya drag yang terjadi dapat berupa skin friction drag (F_{Df}) yaitu gaya hambat yang menyinggung permukaan secara tangensial yang timbul akibat adanya viskositas (tegangan geser antara fluida dan permukaan objek), dan pressure drag (F_{Dp}) yaitu gaya hambat yang tegak lurus terhadap permukaan benda yang timbul karena adanya tekanan fluida. Resultan antara friction drag dan pressure drag ini disebut sebagai total drag. Secara umum, gaya hambat total (F_D) dapat dituliskan seperti pada persamaan 2.1 dibawah ini.

$$FD = C_d \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot A \quad (2.1)$$

Dengan :

FD : Gaya hambat (N)

: massa jenis fluida (kg/m³)

U : kecepatan free stream aliran (m/s)

A : cross sectional area (m²)

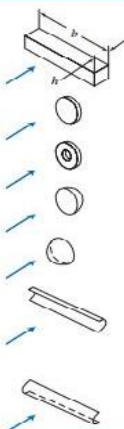
Koefisien drag (C_d) memiliki nilai yang berbeda-beda, yang bergantung dari geometri yang dimiliki oleh benda tersebut.

2.4 Koefisien Drag

Koefisien drag merupakan suatu bilangan tak berdimensi yang digunakan untuk menunjukkan gaya drag suatu aliran fluida melintasi sebuah benda. Sedangkan gaya drag yang terjadi dibagi menjadi dua jenis, yaitu *skin friction drag* (F_{Df}) gaya hambat yang menyinggung permukaan secara tangensial diakibatkan adanya viskositas (tegangan geser antara fluida dan permukaan benda), dan *pressure drag* (F_{Dp}) yaitu gaya hambat yang tegak lurus terhadap permukaan benda yang timbul karena adanya tekanan fluida mengalir. Resultan antara *friction drag* dan *pressure drag* ini disebut sebagai *total drag* (F_D). Pada dasarnya gaya drag dari aliran fluida yang melintasi suatu benda bergantung pada beberapa

hal yaitu luasan benda yang menerima gaya, kecepatan aliran, viskositas dan densitas fluida.

Tabel 2. 1 Koefisien drag untuk berbagai bentuk benda pada Re 1000 (Hoerner, S. F., Fluid-Dynamics of Drag, 2nd ed. 1965)

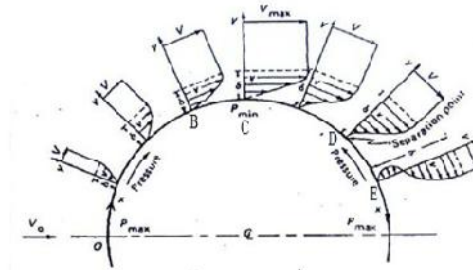
Object	Diagram	$C_D(Re \geq 10^3)$
Square prism		$b/h = \infty$ 2.05
		$b/h = 1$ 1.05
Disk		1.17
Ring		1.20 ^b
Hemisphere (open end facing flow)		1.42
Hemisphere (open end facing downstream)		0.38
C-section (open side facing flow)		2.30
C-section (open side facing downstream)		1.20

Turbin Savonius memiliki dua blade yang berbentuk seperti huruf S. Besar nilai koefisien drag yang dimiliki oleh sisi *advancing blade* lebih besar daripada koefisien drag yang dimiliki sisi *returning blade*. Hal ini seperti yang dijelaskan oleh (Hoerner,S.F., **Fluid-Dynamic Drag**) pada tabel 2.1. Advancing blade turbin yang digunakan serupa dengan benda C-section (open side facing flow) dan returning blade turbin serupa dengan C-section (open side facing downstream).

2.5 Aliran Melintasi Sebuah Silinder Sirkular

Suatu aliran yang melintasi silinder sirkular akan memiliki klasifikasi aliran yang berbeda seiring dengan berubahnya bilangan Reynolds. Gaya drag pada aliran yang melintasi silinder sirkular dihasilkan karena adanya efek *viscous*. Gaya hambat (*drag*) yang

timbul akibat perbedaan tekanan pada arah normal terhadap permukaan tersebut disebut *pressure drag* dan gaya hambat (*drag*) yang timbul pada arah tangensial terhadap permukaan disebut *skin friction drag*.



Gambar 2. 2 Mekanisme Terjadinya Separasi Pada Aliran Melewati Silinder Sirkular

Gambar 2.2 diatas menjelaskan tentang proses terjadinya separasi dan *wake* baik pada *streamline* maupun profil kecepatan pada aliran yang melewati silinder. Fluida dari titik A sampai C mengalami percepatan tetapi gradien tekanannya negatif [$\frac{\delta P}{\delta \theta} < 0$]. Setelah melewati titik C, fluida mengalami peningkatan tekanan atau gradien tekanannya bernilai positif [$\frac{\delta P}{\delta \theta} > 0$] yang disebut *adverse pressure gradient* dan hal ini menyebabkan partikel fluida didalam *boundary layer* menjadi diperlambat. Gaya geser pada bagian mendekati permukaan, melawan arah aliran. Perbedaan tekanan dan gaya geser ini mengakibatkan momentum pada aliran yang diatasnya lebih besar dan sangat berpengaruh terhadap fluida yang terletak dekat dengan permukaan. Ketika momentum partikel fluida berkurang terus oleh gaya tekan dan gaya geser maka aliran fluida dipermukaan diperlambat hingga diam sampai pada titik D, gradient kecepatan menjadi nol [$\frac{\delta U}{\delta y} \big|_{y=0} = 0$]. Secara umum, pengaruh *adverse pressure gradient* adalah bersamaan dengan pengurangan kecepatan (Fox and Mc Donald, 1994)^[2].

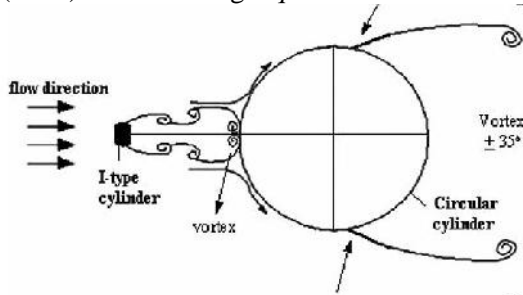
Lebih jauh lagi yaitu di titik E terjadi *adverse pressure gradient* yang cukup sehingga aliran didekat permukaan telah benar-benar berbalik dan fluida sudah tidak mampu mengikuti kontur dari permukaan dan menjauhinya. Titik dimana terjadi peristiwa pemisahan aliran dari permukaan kontur $\left[\frac{\partial u}{\partial y} \right]_{y=0} = 0$ disebut dengan titik separasi. Hal ini terjadi karena momentum aliran yang digunakan untuk menggerakkan fluida sudah tidak mampu lagi mengatasi gaya gesek dan tekanan balik (*adverse pressure*).

Bilangan *Reynolds* juga mempunyai pengaruh yang besar sebagai penyebab terjadinya separasi. Semakin besar bilangan *Reynolds* maka momentum yang dimiliki fluida juga semakin besar dan aliran semakin cepat menjadi turbulen sehingga terjadinya titik separasi bisa tertunda. Parameter lain yang mempengaruhi separasi diantaranya kekasaran permukaan dan stabilitas *freestream*.

ketika separasi terjadi, maka terbentuk daerah di belakang silinder yang tidak tersentuh oleh aliran yang dinamakan *wake*. Daerah *wake* adalah daerah bertekanan rendah yang dibentuk oleh terpisahnya *boundary layer* bagian atas dan bagian bawah. Lebar dari *wake* sangat tergantung pada posisi titik separasi. Pada aliran yang turbulen, *boundary layer* lebih mampu untuk bertahan terhadap *adverse pressure gradient* dan gaya gesek, sehingga titik separasi terletak lebih ke belakang *body* maka daerah *wake* yang terbentuk lebih sempit.

Gambar 2.3 menunjukkan proses terjadinya separasi dan *wake* pada *streamline* suatu silinder berpengganggu tipe-I dengan sudut iris $\theta_s = 65^\circ$. Secara umum dapat dikatakan, bahwa *streamline* aliran simetri antara sisi bawah dan sisi atas dari silinder utama, dan pemasangan silinder tipe-I pengontrol di depan silinder utama menyebabkan silinder utama kehilangan titik stagnasi akibat tertutup oleh silinder pengontrol. Pada posisi sudut tertentu, diduga menunjukkan adanya *reattachment* dari *shear layer* yang terseparasi dari silinder pengontrol. Selanjutnya pada posisi *reattachment* tersebut, aliran terpisah menjadi dua *shear layer*.

Satu *shear layer* akan bergerak ke belakang (*backward shear layer*), dan akan terseparasi pada sudut tertentu di bagian belakang silinder utama (*backward separation point*). Posisi separasi ini lebih mundur dibanding bila silinder utama tanpa dipengaruhi silinder teriris pengontrol. Sedangkan *shear layer* yang lain akan mengalir menuju ke depan (*forward shear layer*) dan juga akan akan terseparasi, membentuk *vortex* atau yang oleh **Tsutsui dan Igarahi** (2002) disebut sebagai *quasi-static vortex*.



Gambar 2. 3 Mekanisme terjadinya separasi pada aliran melewati silinder berpengganggu (Triyogi et al, 2009)

2.6 Perhitungan Daya dan *Coefficient of Power* (CoP)

Turbin angin *Savonius* dapat berputar karena mengkonversikan energi kinetik yang dimiliki oleh angin. Besarnya energi kinetik yang dimiliki oleh angin bergantung pada dua faktor, yaitu massa dan kecepatan. Hubungan antara massa dan kecepatan dapat dilihat pada persamaan (2.2) dibawah ini :

$$Ek = \frac{1}{2} \cdot m \cdot U^2 \quad (2.2)$$

Apabila luas permukaan pada turbin yang ditabrak oleh angin dirumuskan dengan persamaan

$$A = 2 \cdot D \cdot H \quad (2.3)$$

dan volume angin yang mengalir per second dapat dituliskan seperti persamaan:

$$Q = A \cdot U \quad (2.4)$$

Maka, laju alir massa angin per satuan waktu dapat dituliskan dengan persamaan (2.5) dibawah ini.

$$= \rho \cdot Q \quad (2.5)$$

dengan:

- E_k : energi kinetik (Joule)
- \dot{m} : laju alir massa angin (kg/s)
- U : kecepatan angin (m/s)
- ρ : densitas udara (kg/m³)
- Q : debit angin (m³/s)
- A : cross sectional area (m²)
- D : diameter sudu turbin (m)
- H : tinggi turbin (m)

Sehingga didapatkan persamaan power pada angin adalah sebagai berikut:

$$P_w = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U \times U^2 \quad (2.6)$$

$$P_w = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3 \quad (2.7)$$

Dengan :

- P_w = daya angin (watt)
- ρ = massa jenis udara (kg/ m³)
- A = luas penampang turbin (m²)
- V = kecepatan udara (m/s)

Sedangkan power yang keluar dari turbin dapat dihitung berdasarkan torsi dan putaran yang dihasilkan oleh turbin yang diukur menggunakan torsi meter dinamis dan *tacometer*. Hubungan antara torsi, putaran dan daya dapat dituliskan pada persamaan (2.8) dibawah ini:

$$P_T = \tau \cdot \omega \quad (2.8)$$

dengan:

- P_T : daya pada turbin (watt)
- τ : Torsi dari turbin (Newton meter)
- ω : Putaran dari turbin (rad/detik)

Sebuah sistem pasti memiliki kerugian – kerugian yang mengurangi besarnya energi input, sehingga efisiensi dari sistem tersebut tidak mungkin mencapai 1. Coefficient of Power (CoP) adalah nilai yang menunjukkan efisiensi tersebut. Coefficient of Power (CoP) merupakan suatu perbandingan antara daya yang dihasilkan secara mekanik pada sudu oleh turbin angin terhadap daya yang dihasilkan oleh aliran udara. Persamaan Coefficient of Power (CoP) dapat ditulis sebagai berikut:

$$CoP = \frac{\text{energi yang dihasilkan}}{\text{energi awal}}$$

$$CoP = \frac{\tau \cdot \omega}{\frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot U^3} \quad (2.9)$$

2.7 Bilangan Reynolds

Kondisi aliran baik laminar atau turbulen dapat dinyatakan dengan bilangan Reynolds untuk aliran *incompressible*. Bilangan Reynolds adalah suatu bilangan tak berdimensi yang merupakan perbandingan antara gaya inersia bodi terhadap gaya geser yang ditimbulkan aliran fluida.

$$Re = \frac{\text{Gaya inersia}}{\text{Gaya geser}} \quad (2.10)$$

dimana,

$$\text{Gaya inersia} = p \times A = \rho \cdot U_x^2 \cdot l^2$$

$$\text{Gaya geser} = \tau \times A = \frac{\mu \cdot U_x}{l} \cdot l^2$$

sehingga,

$$Re = \frac{\rho \cdot U_x^2 \cdot l^2}{\frac{\mu \cdot U_x}{l} \cdot l^2} = \frac{\rho \cdot U_x \cdot l}{\mu} \quad (2.11)$$

dimana,

: densitas fluida (kg/m³)

U : kecepatan aliran *free stream* fluida (m/s)

μ : viskositas dinamis fluida (N.s/m²)

I : panjang karakteristik (m)

Sedangkan pada penelitian ini panjang karakteristik (I) yang digunakan adalah : $2D-b$

dimana,

D : diameter turbin (m)

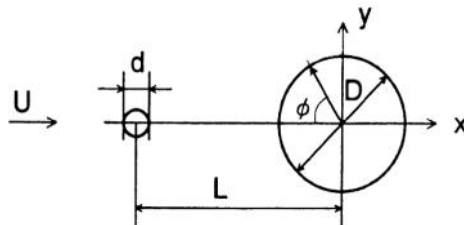
b : diameter overlap (m)

sehingga,

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot (2D-b)}{\mu} \quad (2.12)$$

2.8 Penelitian Terdahulu

2.8.1 Penelitian Silinder dengan Pengganggu

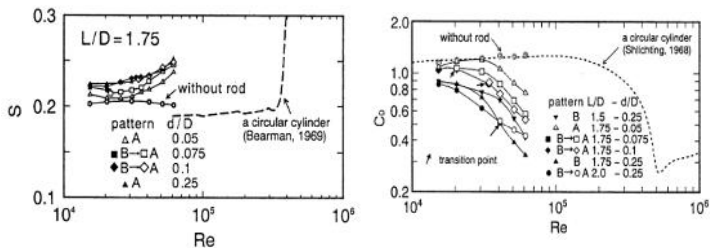


Gambar 2. 4 Geometri benda uji (Tsutsui dan Igarashi, 2002)

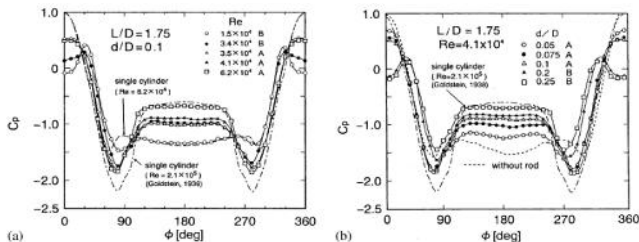
Penelitian tentang aliran fluida pada sebuah silinder yang diberi pengganggu berupa silinder lain pernah dilakukan oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)**. Penelitian tersebut memvariasikan jarak antara kedua pusat silinder (L/D), diameter silinder pengganggu (d/D), dan harga bilangan Reynolds pada rentang $1,5 \times 10^4$ Re $6,2 \times 10^4$. Gambar 2.4 merupakan gambar dari geometri benda uji.

Geometri benda uji tersebut mempunyai diameter silinder utama sebesar 40 mm dengan perubahan diameter silinder

pengganggu dari 1 mm sampai 10 mm sedangkan jarak antar kedua pusat silinder divariasikan dari rentang 50 mm sampai 120 mm. Dari hasil penelitian tersebut didapatkan bahwa penurunan harga koefisien *drag* (C_D) diikuti peningkatan bilangan Strouhal yang disebabkan oleh peningkatan bilangan Reynolds (Re) dan peningkatan d/D serta penurunan harga L/D . Dengan peningkatan bilangan Reynolds di atas 3×10^4 , maka titik separasi akan bergeser semakin cepat, tebal *Shear Layer* berkurang, sehingga bilangan Strouhal akan meningkat dan daerah *wake* menyempit (koefisien *drag* menurun). Gambar 2.5 merupakan grafik hubungan bilangan Strouhal dan koefisien drag dengan variasi bilangan Reynolds yang dilakukan pada penelitian ini.



Gambar 2. 5 Grafik bilangan Strouhal dan koefisien drag (Tsutsui dan Igarashi, 2002)



(a) Dengan variasi Re (b) Dengan variasi d/D

Gambar 2. 6 Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkuler Tsutsui dan Igarashi, 2002

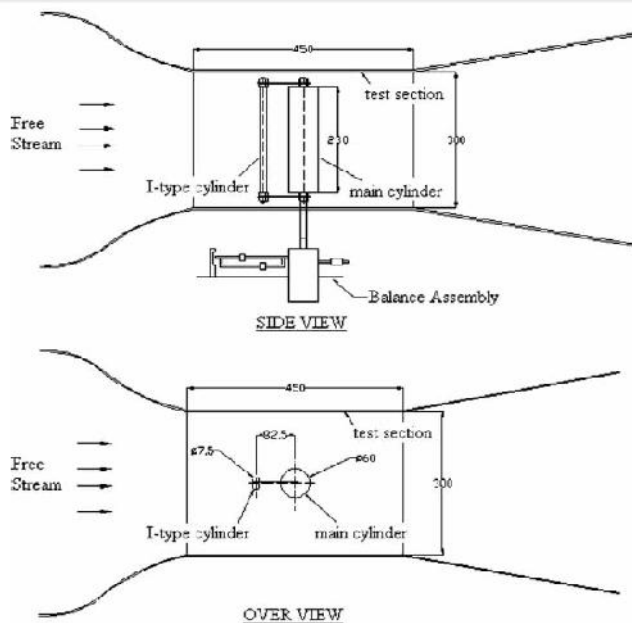
Untuk mengetahui pengaruh variasi bilangan Reynolds (Re), diameter silinder pengganggu (d/D), dan jarak pusat silinder pengganggu dengan silinder sirkular utama (L/D) terhadap koefisien *drag* (C_D) maka didapatkan grafik distribusi C_p seperti gambar 2.6 diatas.

Pada gambar 2.6 (a) percobaan dilakukan dengan variasi bilangan Reynolds yang dilakukan pada $L/D = 1,75$ dan $d/D = 0,1$ dengan dua pola aliran yaitu pola aliran A dengan adanya *vortex shedding* dibelakang silinder pengganggu dan pola aliran B yaitu tanpa *vortex shedding* dibelakang silinder pengganggu. Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan penambahan silinder pengganggu maka C_p pada bagian depan silinder sirkular utama mengalami penurunan. Untuk pola aliran (A) C_p menurun menjadi 0,5 dan pola aliran (B) C_p menjadi negatif pada bagian depan silinder sirkular utama. Dari grafik 2.6 (a) dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi bilangan Reynolds yang semakin meningkat maka lebar *wake* dibelakang silinder sirkular utama semakin menyempit.

Sedangkan pada gambar 2.6 (b) percobaan dilakukan dengan variasi diameter silinder sirkular utama yang dilakukan pada $L/D = 1,75$ dan $Re = 4,1 \times 10^4$. Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan memvariasikan diameter silinder pengganggu yang semakin meningkat maka C_p pada bagian depan silinder sirkular utama mengalami penurunan. Dari grafik 2.6 (b) dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi diameter yang semakin meningkat maka lebar *wake* dibelakang silinder sirkular utama semakin menyempit.

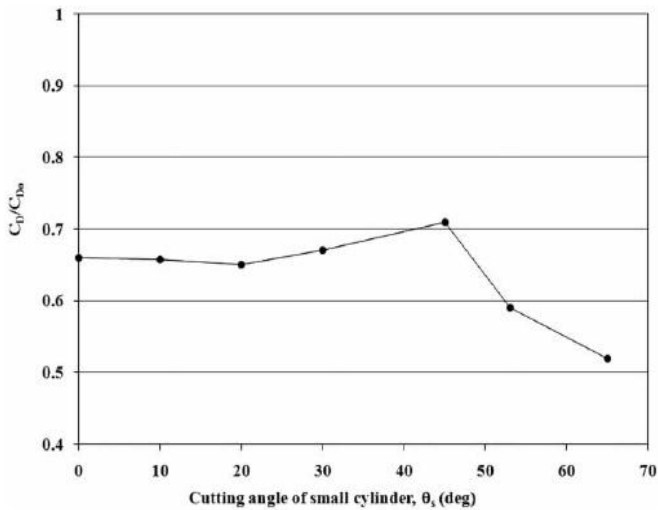
Pada penelitian **Triyogi et al (2009)** dengan menggunakan sebuah bodi pengganggu berupa silinder sirkular tipe I yang diposisikan di depan silinder sirkular utama seperti pada gambar 2.7 Silinder utama yang digunakan berdiameter $d=60$ mm sedangkan silinder pengganggu berdiameter $d_s=7,5$ mm atau $d_s/D = 0,125$. Penelitian ini menggunakan variasi pada sudut potong silinder pengganggu (θ_s) = 0° , 10° , 20° , 30° , 45° , 53° , dan 65° dan

bilangan Reynolds sebesar $5,3 \times 10^4$. Jarak antara pusat silinder pengganggu dan silinder utama diposisikan tetap yaitu sebesar $S/D = 1,375$.



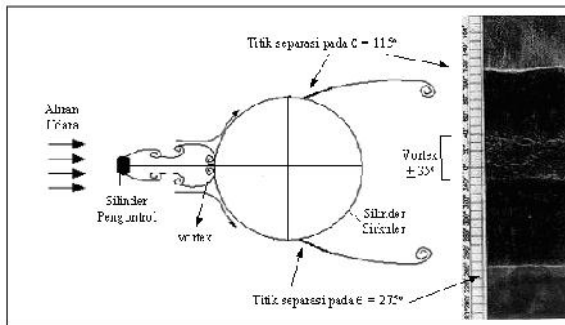
Gambar 2. 7 Skema alat silinder pengganggu Tipe I yang disusun tandem dengan silinder utama (Triyogi et al, 2009)

Gambar 2.8 menunjukkan hasil C_D/C_{D0} yaitu perbandingan koefisien *drag* yang muncul dari silinder utama yang diberikan pengganggu dengan silinder utama tunggal. Dari grafik tersebut C_D/C_{D0} dibandingkan dengan sudut iris silinder pengganggu dari rentang 0° sampai 65° didapatkan bahwa pada sudut 65° memiliki nilai C_D/C_{D0} terkecil yaitu mencapai 0,52. Hal itu membuktikan bahwa adanya benda pengganggu berupa silinder teriris tipe I mampu memperkecil gaya *drag* yang muncul pada silinder utama sampai 48% dibandingkan dengan tidak menggunakan Pengganggu.



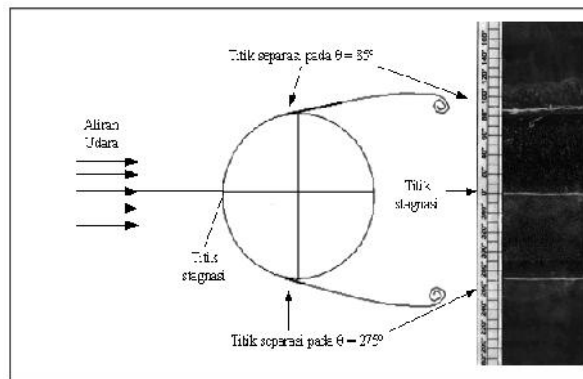
Gambar 2. 8 Grafik C_D/C_{D0} terhadap sudut iris silinder pengganggu (Triyogi et al, 2009)

Pada Gambar 2.9 terlihat bahwa pada silinder tunggal titik stagnasi terletak pada posisi $\theta = 0^\circ$, sedangkan letak titik separasinya pada $\theta = 85^\circ$ pada sisi atas dan $\theta = 275^\circ$ pada sisi bawah. Hasil ini menunjukkan bahwa *streamline* melintasi silinder sirkuler tunggal adalah simetri sehingga *wake* yang dihasilkan juga simetri.



Gambar 2. 9 Visualisasi aliran pada silinder berpengganggu tipe I (Triyogi, 2009)

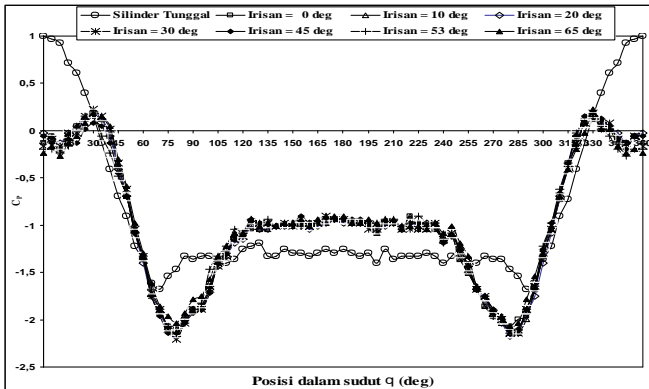
Bila di depan silinder sirkuler dipasang sebuah silinder teriris pengontrol tipe-I dengan sudut iris $\theta_s = 65^\circ$, seperti terlihat pada Gambar 2.10 terjadi perubahan karakteristik aliran dibanding bila silinder sirkuler tunggal tanpa silinder pengontrol. Secara umum dapat dikatakan, bahwa *streamline* aliran simetri antara sisi bawah dan sisi atas dari silinder utama, dan pemasangan silinder pengontrol di depan silinder utama menyebabkan silinder utama kehilangan titik stagnasi akibat tertutup oleh silinder pengontrol.



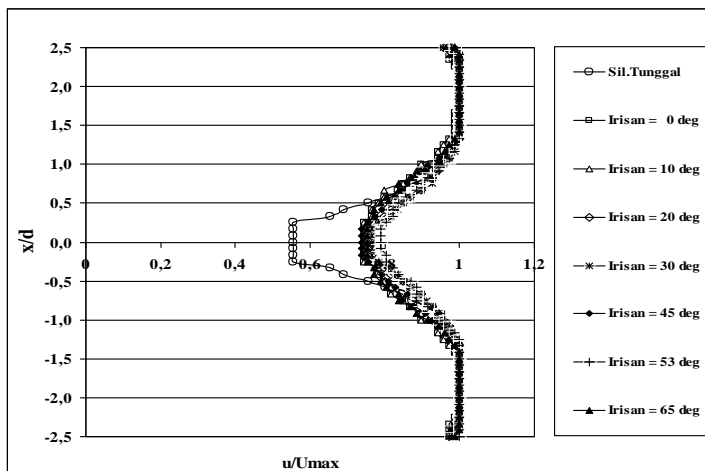
Gambar 2. 10 Visualisasi aliran pada silinder utama (Triyogi, 2009)

Pada Gambar 2.11 terlihat pada grafik koefisien *pressure* (C_p) sekitar posisi $\theta = 30^\circ$ dan 330° , diduga menunjukkan adanya *reattachment* dari *shear layer* yang terseparasi dari silinder pengontrol. Selanjutnya pada posisi *reattachment* tersebut, aliran terpisah menjadi dua *shear layer*. Satu *shear layer* akan bergerak ke belakang (*backward shear layer*), dan akan terseparasi pada posisi sekitar $\theta = 115^\circ$ dan 245° di bagian belakang silinder utama (*backward separation point*). Posisi separasi ini lebih mundur dibanding bila silinder utama tanpa dipengaruhi silinder teriris pengontrol. Sedangkan *shear layer* yang lain akan mengalir menuju ke depan (*forward shear layer*) dan juga akan terseparasi, membentuk *vortex* atau yang oleh Tsutsui dkk. (2002)

disebut sebagai *quasi-static vortex*. Fenomena ini juga diamati pada hasil pengukuran C_p secara langsung, seperti telah didiskusikan diatas.



Gambar 2. 11 Distribusi tekanan (C_p) pada aliran melalui silinder berpengganggu tipe I pada berbagai sudut potong (Triyogi, 2009)



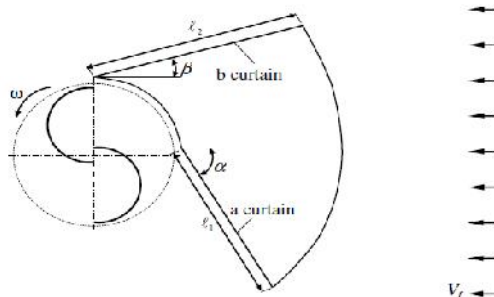
Gambar 2. 12 Profil Kecepatan Pada Aliran melalui silinder berpengganggu tipe I pada berbagai sudut potong (Triyogi, 2009)

Pada Gambar 2.12 hasil pengukuran koefisien *drag* didapatkan bahwa pengurangan sudut iris yang efektif adalah ketika diberi silinder pengganggu tipe-I dengan sudut iris 65° . Hal ini dikarenakan daerah *wake* yang terjadi dibelakang silinder tipe-I 65° sebagai silinder pengganggu sangat besar sehingga efektif mengganggu silinder utama dan mampu menunda letak titik separasi dan akhirnya akan menghasilkan daerah *wake* yang kecil dan mereduksi gaya *drag* yang terjadi pada silinder utama. Besarnya pengurangan gaya *drag* yang dihasilkan mencapai 52% dibandingkan dengan gaya *drag* silinder tunggal.

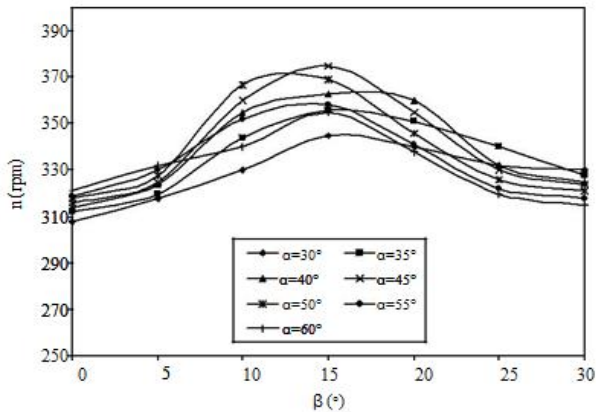
2.8.2 Penelitian tentang Peningkatan Peforma dari Turbin Savonius

Tabel 2. 2 Konfigurasi panjang plat Pengganggu (Altan et al, 2008)

Type of curtain arrangement	Distance ℓ_1 (cm)	Distance ℓ_2 (cm)
Curtain 1	45	52
Curtain 2	34	39
Curtain 3	22	26

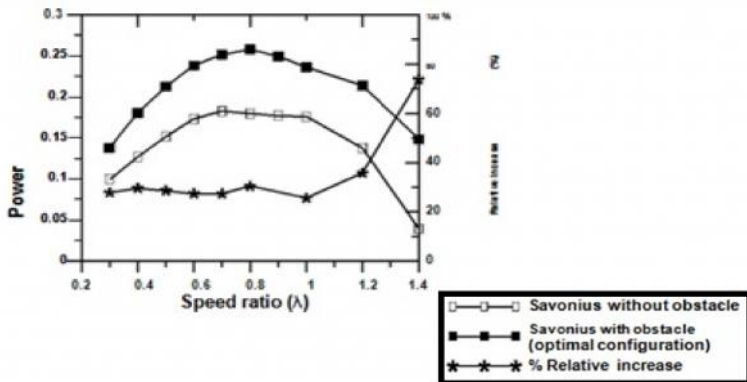


Gambar 2. 13 Skema susunan pengganggu pada turbin angin Savonius



Gambar 2. 14 Grafik pengaruh besar sudut plat (dan) pada pengganggu 1 terhadap putaran turbin (Altan et al, 2008)

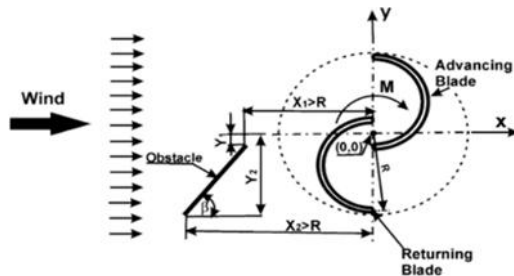
Penelitian mengenai aliran fluida yang melalui turbin angin tipe Savonius yang diberi pengganggu berupa dua buah plat yang diposisikan di depan turbin seperti pada gambar 2.13, dilakukan oleh **Altan et al (2008)** dengan memvariasikan panjang plat (l_1 dan l_2) dan besar sudut plat (dan) dengan kecepatan angin 7 m/s serta bilangan Reynolds $1,5 \times 10^5$.



Gambar 2. 15 Grafik hubungan antara speed ratio dan power coefficient (C_p) pada turbin angin Savonius

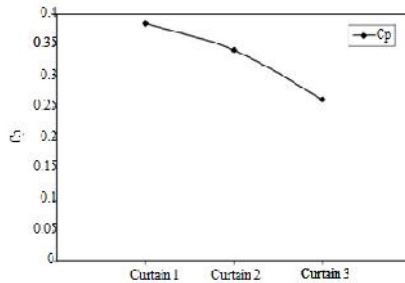
Dari Tabel 2.2 dapat dilihat konfigurasi panjang plat Pengganggu yang digunakan dalam penelitian. Pada gambar 2.14 dapat diketahui hasil putaran turbin akibat pengaruh besarnya sudut plat Pengganggu. Hasil penelitian didapatkan bahwa *Coefficient of Power* (C_p) dari turbin angin Savonius dapat meningkat hingga 38,5% apabila diberi pengganggu dengan susunan yang optimal, yaitu dengan panjang plat pengganggu L_1 sebesar 45cm dan L_2 sebesar 52 cm dengan sudut $\theta_1 = 45^\circ$ dan $\theta_2 = 15^\circ$. Sedangkan pada gambar 2.15 dapat diketahui bahwa besarnya nilai *Coefficient of Power* (C_p) yang dihasilkan selalu menurun.

Simulasi dengan software CFD pada turbin angin Savonius yang diberi pengganggu berupa plat yang diposisikan didepan turbin dengan variasi besar sudut plat (θ) dan speed ratio (λ) dengan kecepatan angin 10 m/s juga telah dilakukan oleh **Mohamed et al (2010)**. Skema dapat dilihat pada gambar 2.16.



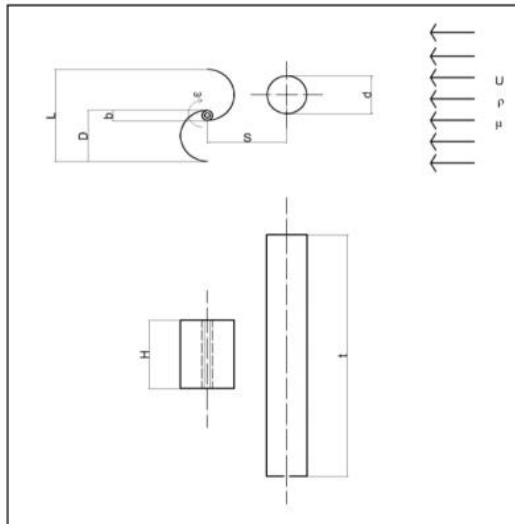
Gambar 2. 16 Skema susunan pengganggu pada turbin angin tipe Savonius dengan dua sudu dan tiga sudu (M.H).

Pada gambar 2.17 dapat diketahui besarnya nilai power yang dihasilkan oleh turbin akibat dari adanya beberapa variasi yang diberikan. Hasil simulasi didapatkan bahwa *Coefficient of Power* (C_p) dari turbin angin Savonius dapat meningkat hingga 27,3% pada *speed ratio* 0,7 dan besar sudut $\theta = 100,83^\circ$ dengan menggunakan dua buah sudu berpengganggu.



Gambar 2. 17 Grafik pengaruh panjang pengganggu terhadap Coefficient of Power (B.D. Altan et al, 2008)

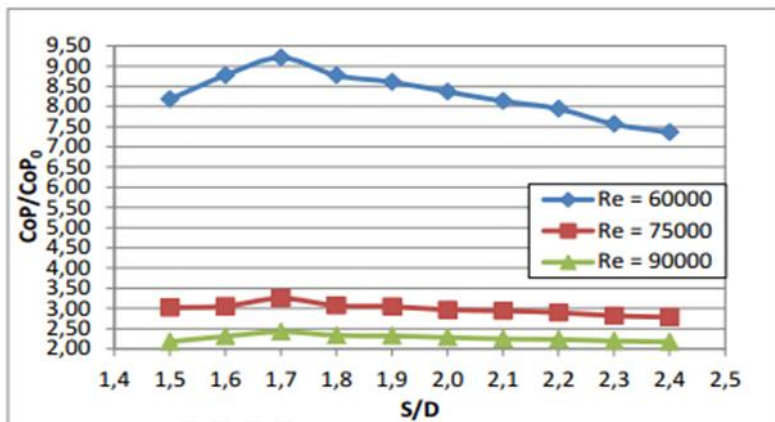
2.8.3 Penelitian tentang Peningkatan Peforma dari Turbin Savonius



Gambar 2. 18 Skema alat penelitian optimasi kinerja turbin Savonius dengan menggunakan benda Pengganggu berupa silinder Retno (2016).

Penelitian lainnya dilakukan **Retno (2016)** tentang optimalisasi daya output dari turbin angin tipe *Savonius* dengan menggunakan pengganggu berupa silinder dengan ukuran dimensi diameter 45 mm, panjang 280 mm, dan jarak dari pusat *returning blade* turbin angin ($S/D = 1,5$ – $2,4$). Pada penelitian ini, penggunaan silinder pengganggu sirkular yang diletakkan di depan *returning blade* turbin angin *Savonius* efektif dalam meningkatkan performa dari turbin angin *Savonius* yang memiliki diameter sudu sebesar 60 mm.

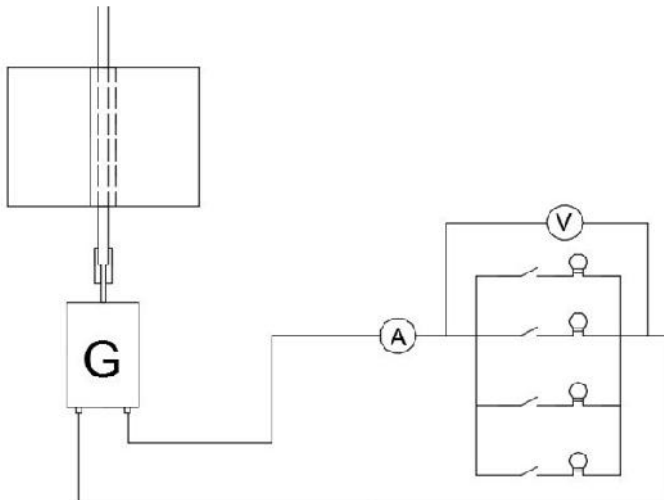
Skema alat yang digunakan ditunjukkan pada gambar 2.18 dengan pusat dari susunan benda Pengganggu aliran diposisikan sejajar dengan pusat dari *returning blade* dengan jarak S/D yang bervariasi. Pada penelitian ini, didapatkan jarak pengganggu efektif pada $S/D = 1,7$ untuk semua variasi *Reynolds Number* yang ditandai dengan nilai puncak (*peak value*) dari putaran, torsi statis dan *Coefficient of Power* turbin Angin *Savonius*.



Gambar 2. 19 Grafik perbandingan Coefficient of Power antara turbin angin *Savonius* berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (C_oP/C_oP_o) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5$ – $2,4$ (Retno Dewi, 2016)

Pada *Reynolds Number* sebesar $6,0 \times 10^4$ didapatkan kenaikan maksimum dari nilai *Coefficient of Power* sebesar 821%. Pada *Reynolds Number* sebesar $7,5 \times 10^4$ dan didapatkan kenaikan maksimum dari nilai *Coefficient of Power* sebesar 225%. Sedangkan pada *Reynolds Number* sebesar $9,0 \times 10^4$ didapatkan kenaikan maksimum dari nilai *Coefficient of Power* sebesar 142% dan besarnya kenaikan dari *Coefficient of Power* dapat dilihat pada gambar 2.19.

Penelitian lainnya dilakukan Rizki (2016) [8] tentang optimalisasi daya output dari turbin angin tipe *Savonius* dengan menggunakan pengganggu berupa silinder dengan ukuran dimensi diameter 40 mm, panjang 280 mm, dan jarak dari pusat *returning blade* turbin angin ($S/D = 1,5$ $S/D = 2,4$). Pada penelitian ini, penggunaan silinder pengganggu sirkular yang diletakkan di depan *returning blade* turbin angin *Savonius* efektif dalam meningkatkan performa dari turbin angin *Savonius* yang memiliki diameter sudu sebesar 60 mm.



Gambar 2. 20 Skema Pengukuran Daya (CoP) Penelitian (Rizki, 2016)

Skema alat yang digunakan menyerupai penelitian yang dilakukan **Retno (2016)** dengan pusat dari susunan benda Pengganggu aliran diposisikan sejajar dengan pusat dari *returning blade* dengan jarak S/D yang bervariasi. Pada penelitian ini, didapatkan jarak pengganggu efektif pada $S/D = 1,5$ untuk semua variasi *Reynolds Number* yang ditandai dengan nilai puncak (*peak value*) dari putaran, torsi statis dan *Coefficient of Power* turbin angin Savonius.

Penelitian yang dilakukan oleh Rizki (2016) ^[8], menggunakan skema pengukuran daya seperti pada gambar 2.20 dengan cara menyabungkan poros turbin angin savonius dengan generator listrik. Pada pengukuran ini nilai CoP yang didapatkan adalah maksimum pada Pada *Reynolds Number* sebesar $7,5 \times 10^4$ didapatkan kenaikan maksimum dari nilai *Coefficient of Power* sebesar 0,90 %.

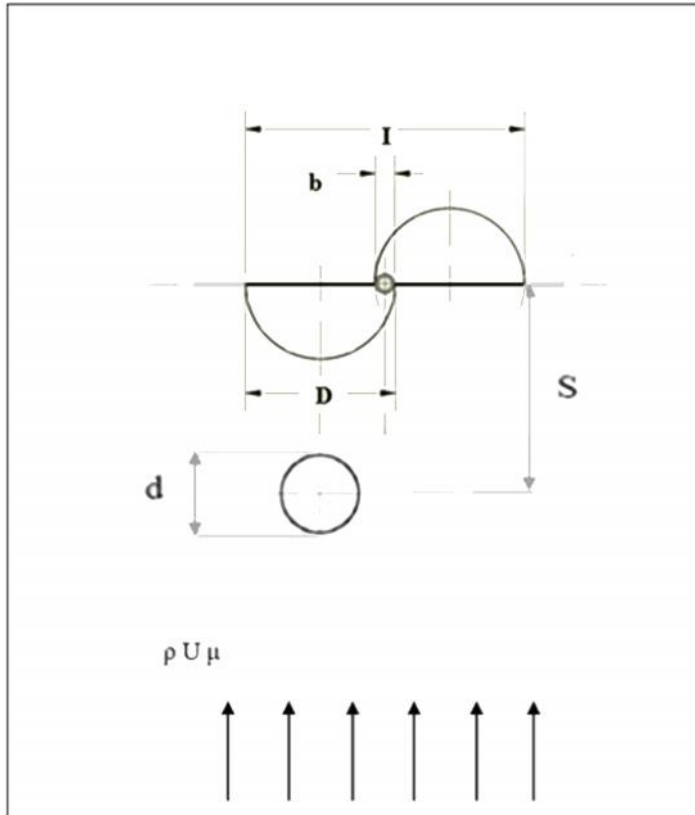
2.8.4 Penelitian Tentang Blockage Ratio

Penelitian yang dilakukan oleh **Takeda (1992)** ^[9] dapat disimpulkan bahwa efek *Blockage* akan menyebabkan aliran mengalami *reattachment* yang lebih cepat setelah terpecah. Selain itu efek *Blockage* juga menyebabkan efek *Back Pressure* pada benda uji yang sedang diamati. Meski demikian ada beberapa persamaan untuk memperbaiki nilai *Coefficient Drag* yang di dapatkan ketika mengalami *Blockage Ratio* tertentu.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Parameter yang Diukur



Gambar 3. 1 Skema Penelitian (top view)

Skema penelitian dan parameter yang akan dianalisa pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.1:

1. ρ : densitas udara (kg/m^3)
2. μ : viskositas udara (N.s/m^2)

- 3. U : kecepatan udara (m/s)
- 4. d : diameter silinder pengganggu (m)
- 5. D : diameter turbin (m)
- 6. S : jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade*(m)
- 7. b : diameter overlap (m)
- 8. I : panjang karakteristik (m)

3.2 Analisa Dimensi

Pada penelitian ini dibutuhkan analisa dimensi untuk menentukan variabel apa saja yang mempengaruhi performa turbin savonius yang disebabkan oleh pemberian pengganggu berupa silinder sirkular.

3.2.1 Analisa Dimensi untuk *Coefficient of Power*

Langkah-langkah analisis dimensi yaitu sebagai berikut :

1. Menentukan parameter-parameter yang mempengaruhi *power*

$$P = f(\rho, \mu, V, D, d, S, H, t, b, n)$$

Jumlah parameter (n) = 11 parameter

Parameter-parameter tersebut adalah:

P = Power (J/s)

ρ = Massa jenis udara (kg/m³)

μ = Viskositas udara (Ns/m²)

U = Kecepatan aliran (m/s)

D = Diameter sudu turbin angin *Savonius* (m)

d = Diameter silinder pengganggu (m)

S = Jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* (m)

H = Tinggi turbin angin *Savonius* (m)

t = panjang silinder pengganggu (m)

b = Diameter *overlap* (m)

n = Putaran sudu turbin angin *Savonius* (rpm)

2. Menentukan satu grup dimensi primer yang digunakan dalam menganalisis.

Dipilih M, I, t.

3. Membuat dimensi primer dari parameter-parameter yang dipilih.

Parameter	$\frac{L}{P}$	ρ	μ	V	D	d	S	H	T	b	n
Dimensi	$\frac{L}{T}$	$\frac{M}{L^3}$	$\frac{M}{L^2}$	$\frac{L}{T}$	I	I	I	I	I	I	$\frac{L}{T}$

4. Memilih parameter berulang yang jumlahnya (m) sama dengan jumlah dimensi primer (r) yang digunakan yaitu :
U, D.

Jumlah parameter berulang (m) = r = 3.

5. Menentukan grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan.
Jumlah grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan = n-m =
11 - 3 = 8 grup tanpa dimensi.

$$i. \quad \pi_1 = \rho^a V^b D^c P = \left(\frac{M}{L^3}\right)^a \left(\frac{L}{T}\right)^b (I)^c \frac{M I^2}{t^3} = (M^0 I^0 t^0)$$

dimana :

$$M : a + 1 = 0$$

$$I : -3a + b + c + 2 = 0$$

$$t : -b - 3 = 0$$

diperoleh :

$$a = -1 ; b = -3 ; c = -2$$

sehingga :

$$\pi_1 = \rho^{-1} V^{-3} D^{-2} P$$

atau

$$\pi_1 = \frac{P}{\rho V^3 D^2}$$

- ii. Dengan cara yang sama diperoleh:

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho V D}$$

$$\begin{aligned}\pi_3 &= \frac{d}{D} \\ \pi_4 &= \frac{S}{D} \\ \pi_5 &= \frac{H}{D} \\ \pi_6 &= \frac{t}{D} \\ \pi_7 &= \frac{b}{D} \\ \pi_8 &= \frac{n D}{V}\end{aligned}$$

Dari analisis dimensi diatas diperoleh grup tak berdimensi sebagai berikut :

π_1 = *Coefficient of Power*

π_2 = bilangan Reynolds

π_3 = ratio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin angin *Savonius*

π_4 = ratio jarak antara pusat *returning blade* dengan silinder pengganggu

π_5 = ratio tinggi turbin angin *Savonius* dengan diameter turbin angin *Savonius*

π_6 = ratio panjang silinder pengganggu dengan diameter turbin angin *Savonius*

π_7 = ratio diameter *overlap* dengan diameter turbin angin *Savonius*

π_8 = *Tip Speed Ratio*

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut :

$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8)$

$$\frac{P}{\rho V^3 D^2} = f_1 \left(\frac{\mu}{\rho V D}, \frac{d}{D}, \frac{S}{D}, \frac{H}{D}, \frac{t}{D}, \frac{b}{D}, \frac{n D}{V} \right)$$

Pada penelitian ini $\frac{d}{D}, \frac{H}{D}, \frac{t}{D}, \frac{b}{D}$ sebagai variabel tetap, sedangkan $\frac{S}{D}, \frac{\mu}{\rho V D}, \frac{n D}{V}$ divariasikan agar dapat

mengetahui seberapa besar pengaruhnya terhadap *Coefficient of Power* pada turbin angin sehingga :

$$\frac{P}{\rho V^3 D^2} = f_2 \left(\frac{S}{D}, \frac{\mu}{\rho V D}, \frac{n D}{V} \right)$$

Dalam hal ini D sebanding dengan I, untuk $I = 2D-b$, maka

$$\frac{P}{\rho V^3 D^2} = f_3 \left(\frac{S}{D}, \frac{\mu}{\rho V I}, \frac{n D}{V} \right)$$

atau

$$C_{op} = f_4 \left(\frac{S}{D}, Re, TSR \right)$$

3.3 Metode eksperimen

3.3.1 Benda Uji

A. Blower

Pada penelitian ini menggunakan blower untuk menghasilkan kecepatan angin yang akan digunakan dalam pengujian performa turbin angin Savonius. Blower yang digunakan yaitu **CKE SPV-18**. Untuk Spesifikasi yang lebih detail dapat dilihat pada Tabel 3.1.

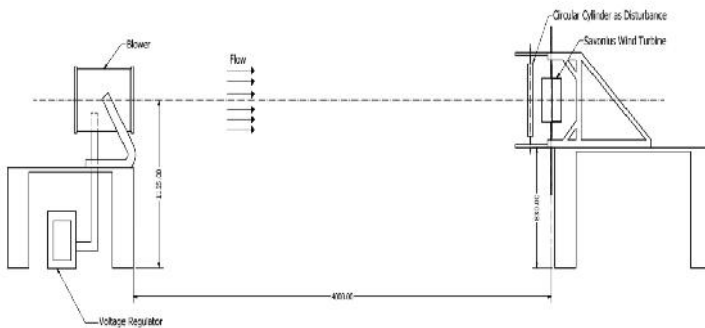


Gambar 3. 2 Blower CKE SPV-18

Tabel 3. 1 Spesifikasi Blower CKE SPV-18

SPECIFICATIONS	
Diameter	18 inch / 450 mm
Speed	2850 RPM
Air Flow	4413 CFM
Power	1700 Watt
ST Press	520 Pa
Phase	1
Voltage	220 – 240 V

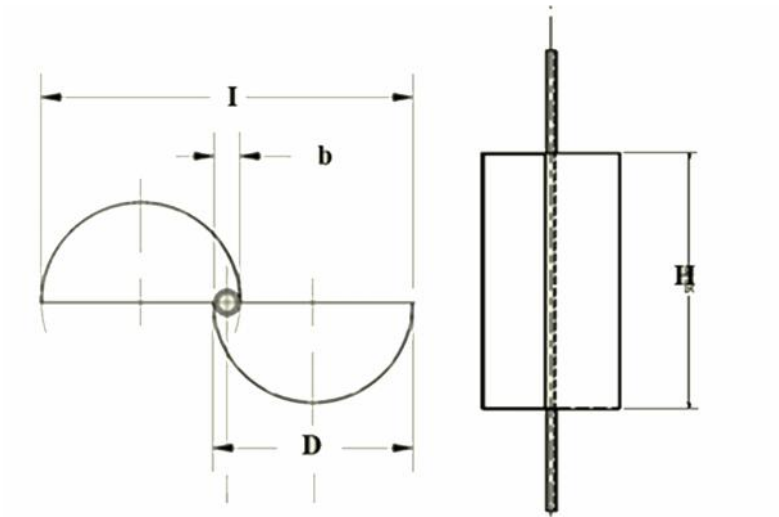
Skema penelitian yang dilakukan adalah dengan meletakkan blower sejauh 4 meter di depan turbin angin Savonius, yang dapat dilihat pada gambar 3.3



Gambar 3. 3 Skema penelitian dan dimensi alat

B. Benda Uji turbin Savonius dapat dilihat pada gambar 3.2 dibawah. Profil turbin angin tipe Savonius adalah sebagai berikut :

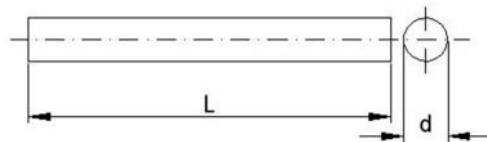
- Diameter (D) : 101,6 mm
- Tinggi (H) : 300 mm
- Diameter overlap : 13 mm
- panjang karakteristik (I) : 190,2 mm



Gambar 3. 4 Turbin Angin Savonius

C. Profil Silinder Pengganggu dapat dilihat pada gambar 3.4, dan ukurannya adalah sebagai berikut :

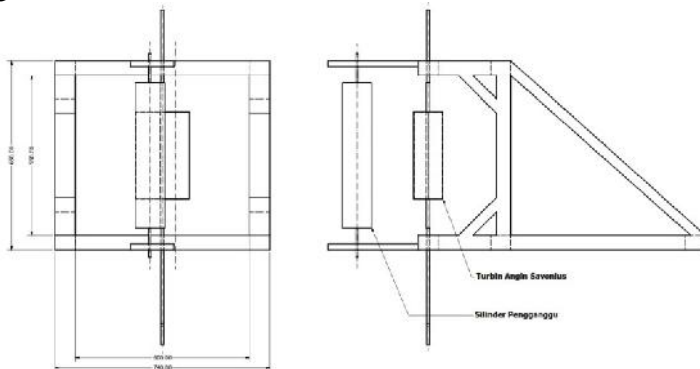
- Diameter (d) : 52 mm
- Panjang (L) : 500 mm
- Jarak dari pusat *returning blade* turbin angin (S/D) : 1,2 ; 1,3 ; 1,4 ; 1,5 ; 1,6 ; 1,7 ; 1,8 ; 1,9 ; 2,0 ; 2,1



Gambar 3. 5 Sketsa benda pengganggu berupa silinder sirkular

3.3.2 Penyangga Turbin Angin Savonius

Pada penelitian digunakan sebuah penyangga yang digunakan sebagai tempat peletakkan turbin angin Savonius dan juga silinder pengganggu. Berikut skema dari penyangga turbin angin Savonius:



Gambar 3. 6 Penyangga turbin angin Savonius

3.3.3 Alat Ukur

Pada penelitian ini digunakan beberapa alat ukur untuk mendapatkan putaran turbin angin dan torsi yang dihasilkan.

a. Tachometer



Gambar 3. 5 Tachometer
OMEGA Seri HHT12

Tabel 3. 2 Spesifikasi Tachometer
OMEGA seri HHT12

SPECIFICATIONS	
Range	5 to 99.999 rpm
Accuracy	0,01 % of reading or ± 1 digit
Resolution	0,001 to 1,0 rpm
Display	5-digit alphanumeric LCD
Memory	Max, min and last
Power	2 "AA" 1,5 V dc batteries
Environmental	5 to 40° C

Tachometer ini merupakan alat ukur digital yang berfungsi untuk mengukur kecepatan rotasi dari sebuah objek. Tachometer yang digunakan yaitu *Economical Non-Contact Pocket Optical Tachometer OMEGA seri HHT12* dengan akurasi pembacaan 0.01% atau ± 1 digit.

b. Anemometer

Anemometer ini merupakan alat ukur digital yang berfungsi untuk mengukur kecepatan aliran dari fluida. Anemometer yang digunakan yaitu **Anemometer model : Omega HHF92A** dengan *high resolution* 0,01m/s dan kemampuan pembacaan maksimum 35 m/s.



Gambar 3. 6
Anemometer Omega
HHF92A

Tabel 3. 3 Spesifikasi Omega
HHF92A Digital
Anemometer

Air Flow	
Range	Resolution
80 to 6900 ft/m	1 ft/min
0.4 to 35 m/s	0.01 m/s
0.9 to 78 mph	0.1 mph
0.8 to 68 knots	0.1 knots
1.4 to 126 km/hr	0.1 km/hr

Tabel 3. 4 Spesifikasi Omega
HHF92A Digital Anemometer

Temperature	
Range	Resolution
-10 to 50 °C	0.1 °C
14 to 122 °F	0.1 °F

c. Torsi meter statis

Torque meter ini merupakan alat ukur digital yang berfungsi untuk mengukur torsi dari suatu objek. Torque meter yang digunakan dapat dilihat pada gambar 3.6, yaitu

Torque meter **LUTRON model : TQ-8800** dengan high resolution 0,1 Newton-cm.



Gambar 3. 7 Torque meter
LUTRON model TQ-8800

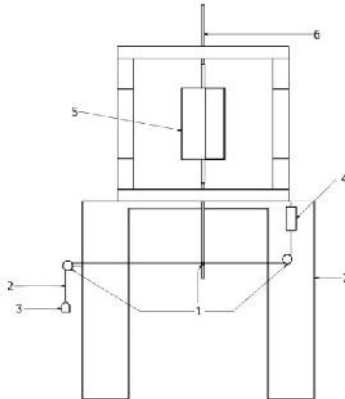
Tabel 3. 5 Spesifikasi Torque meter LUTRON mode TQ-8800

Display Unit/ Resolution				
Unit	Max. range	High resolution	Low resolution	Over load protection range
kg-cm	15 kg-cm	0,01 kg-cm	0,1 kg-cm	22,5 kgf-cm max
Lb-inch	12,99 Lb-inch	0,01 Lb-inch	0,1 Lb-inch	19,53 Lbf-inch max
N-cm	147,1 N-cm	0,1 N-cm	1 N-cm	220,1 N-cm max

d. *Brake* Dynamomete

Pengukuran yang dilakukan adalah dengan skema yang terdiri dari sistem *pulley*, massa pemberat dan pegas yang dihubungkan oleh benang nilon dengan merk **Optimum** yang menyelubungi dari poros turbin angin

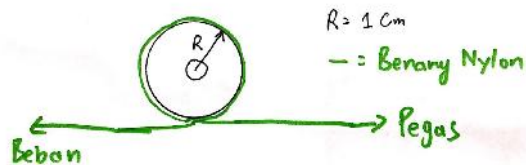
Savonius. Besarnya daya yang terukur sesuai dengan persamaan 2.8, dimana torsi dinamis yang dihasilkan oleh



(a) Skema desain awal skema *brake* dynamometer



(b) Foto dari



(c) Sketsa Tampak Atas Bagian 1 *Pulley* dan *Disk*

Gambar 3. 8 Skema pengukuran *brake* dynamometer

Keterangan:

1. Sistem *pulley* (poros dan disk)
2. Benang Nilon
3. Massa pemberat
4. Pegas
5. Turbin angin Savonius

6. Poros turbin angin Savonius

7. Struktur Penyanggah turbin angin Savonius

turbin angin Savonius dapat diukur oleh *brake* dynamometer. Torsi dinamis yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius diukur ketika turbin berputar. Massa pemberat ditambahkan dengan berbagai variasi hingga turbin berhenti berputar. Dalam pembebanan ini, massa yang digunakan merupakan anak timbangan yang dibuat secara kostum menggunakan material besi dan *acrylic* dengan variasi beban 2g, 3g, 5g, 10g, 20g, 30g, 50g, dan 100g yang didapatkan menggunakan hasil pengukuran pada timbangan Shimadzu ELB300 .

Brake dynamometer merupakan alat ukur yang berfungsi untuk mengukur torsi yang dihasilkan oleh putaran suatu objek. Sistem Brake dynamometer yang digunakan, dapat dilihat pada gambar 3.7 yang didasarkan dari penelitian yang dilakukan oleh **Mahmoud et al (2010)**.



Gambar 3. 9 Neraca
Pegas (Agritech, Tuban)

Tabel 3. 6 Spesifikasi ELB300



*Gambar 3. 10 Shimadzu
ELB300 Scale*

SPECIFICATIONS	
Weighing Capacity	300 g
Minimum Display	0,01 g
Standard deviation	0,01 g
Linearity errors	$\pm 0,01$ g
Pan size	\varnothing 110 mm

Tabel 3. 7 Spesifikasi Pegas

SPECIFICATIONS	
Range	0 to 5 N ; 0 to 500 g
Resolution	1 N ; 10 g

Tabel 3. 8 Spesifikasi Benang Nilon Optimum

SPECIFICATIONS	
Kekuatan	15 lbs ; 6,8 kg
Diameter	1 mm

3.4 Prosedur Penelitian

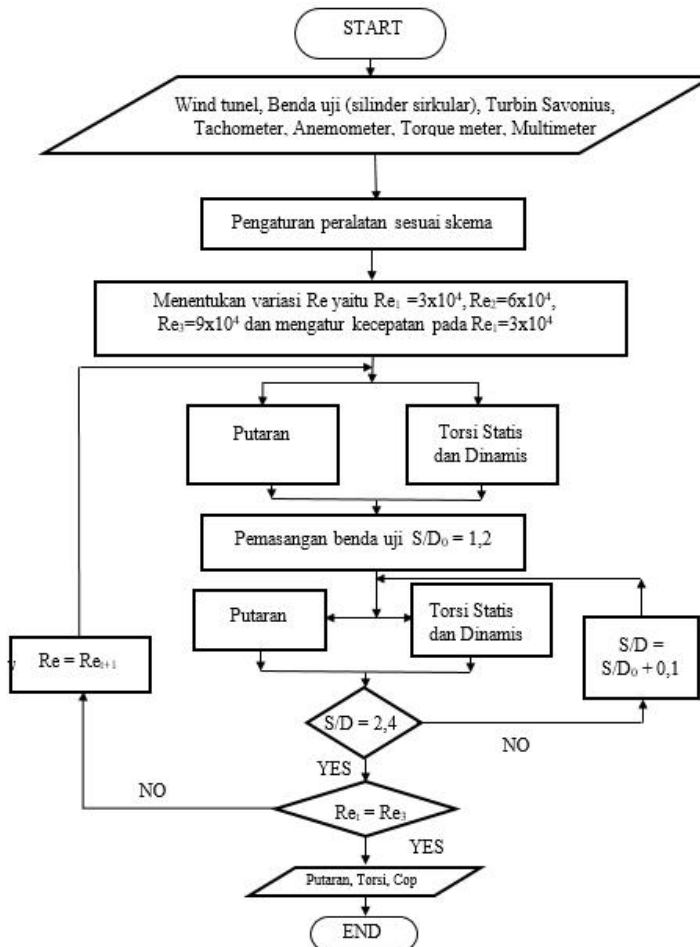
Prosedur yang dilakukan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Perencanaan peralatan yang akan digunakan.
2. Pemasangan benda uji pada kedudukan meja.
3. Melakukan pengukuran temperature dengan menggunakan Thermometer.

4. Menyalakan blower dan mengatur besar frekuensi dengan menggunakan voltage *regulator* sehingga didapatkan nilai kecepatan yang diukur menggunakan Anemometer sesuai dengan biangan Reynolds yang diharapkan (untuk bilangan reynolds paling rendah = 3.0×10^4) sesuai perhitungan pada persamaan 2.12.
5. Melakukan pengukuran putaran poros turbin angin dengan menggunakan Tachometer.
6. Melakukan pengukuran daya dengan menggunakan *Brake dynamometer*, perhatikan pada saat poros dibebankan oleh benang. Dimana pembebanan yang bertambah secara perlahan hingga beban maksimum dan poros berhenti menunjukkan posisi poros pada bukan 0° seperti pada gambar 3.1.
7. Melakukan pengukuran torsi statis dengan menggunakan Torquemeter pada sudut bukaan 0° .
8. Mematikan blower.
9. Mengulangi langkah 3 sampai 8 untuk setiap bilangan Reynolds menjadi 6.0×10^4 dan 9.0×10^4
10. Memasang silinder pengganggu di depan *returning blade* dengan jarak antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu (S/D) adalah 1,5 ($S = 1,5 \times 101,6 = 152,4$ mm)
11. Mengulangi langkah 3 sampai 11 dengan merubah S/D sebesar 1,6 ; 1,7 ; 1,8 ; 1,9 ; 2,0 ; 2,1 ; 2,2 ; 2,3 ; 2,4
12. Mengolah semua data yang diperoleh (putaran, torsi dinamis, torsi statis) dan melakukan *plotting* grafik Torsi statis terhadap S/D, Putaran terhadap S/D, dan *Coefficient of Power (CoP)* terhadap S/D.
13. Membandingkan hasil data yang diperoleh antara turbin angin Savonius berpengganggu dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu.
14. Mengambil nilai torsi statis pada sudut bukaan $0^\circ - 180^\circ$ (dengan pengambilan setiap kenaikan 10°) pada nilai bilangan Reynolds dengan *CoP* Optimum.

3.5 Flowchart Pengambilan Data

Urutan langkah pengambilan data yang akan dilakukan dalam penelitian ini dapat digambarkan dalam diagram alir seperti pada gambar 3.11 berikut :



Gambar 3.11 Flowchart Pengambilan Data

“Halaman ini sengaja dikosongkan“

BAB 4

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Penelitian

4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds

- **Massa Jenis Udara ()**

Dari persamaan Boyle – Gay Lussac mengenai pemuaian gas didapatkan bahwa:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad (4.1)$$

Karena $V = \frac{m}{\rho}$, maka persamaan 4.1 berubah menjadi:

$$\frac{P_1 m_1}{T_1 \rho_1} = \frac{P_2 m_2}{T_2 \rho_2} \quad (4.2)$$

dimana:

P1 = tekanan absolut udara pada keadaan 1 (acuan)
= 1,01325 x 10⁵ N/m²

T1 = temperatur udara pada keadaan 1 (acuan)
= 288,2 K

1 = massa jenis udara pada keadaan 1 (acuan)
= 1,225 kg/m³

m1 = massa udara pada keadaan 1 (acuan)

P2 = tekanan absolut udara pada keadaan 2
(penelitian)

T2 = temperatur udara pada keadaan 2 (penelitian)
= 27°C = 300K

2 = massa jenis udara pada keadaan 2 (penelitian)

m2 = massa udara pada keadaan 2 (penelitian)

Keadaan 1 dan 2 berada pada ketinggian yang sama sehingga P1 = P2 dan karena massa udara

pada keadaan 1 dan 2 maka $m_1 = m_2$. Dari batasan tersebut, maka persamaan 4.2 menjadi :

$$\rho_2 = \frac{T_1 \rho_1}{T_2} \quad (4.3)$$

$$\rho_2 = \frac{288,2 \text{ K} \times 1,225 \text{ kg/m}^3}{300 \text{ K}} = 1,1768 \text{ kg/m}^3$$

- **Viskositas Udara (μ)**

Untuk perhitungan viskositas udara digunakan persamaan Sutherland, yaitu:

$$\mu = \frac{b T^{3/2}}{S+T} \quad (4.4)$$

dimana untuk udara :

$$b = 1,458 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m.s.K}^{1/2}}$$

$$S = 110,4 \text{ K}$$

T = temperatur saat penelitian = 300 K

Dari nilai-nilai tersebut kemudian dimasukkan ke dalam persamaan 4.4, sehingga didapatkan:

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{1,458 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m.s.K}^{1/2}} \cdot (300 \text{ K})^{3/2}}{(110,4 + 300) \text{ K}} \\ &= 1,846 \times 10^{-5} \text{ kg/ms} \end{aligned}$$

- **Kecepatan (U)**

Berdasarkan persamaan 2.4, maka kecepatan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ adalah sebagai berikut:

$$U = \frac{Re \times \mu}{\rho \times L} \quad (4.5)$$

dimana:

L = Panjang karakteristik yang diukur pada medan aliran, dalam kasus ini adalah diameter turbin
 $= 2D - b = (2 \times 101,6 \text{ mm}) - 13 \text{ mm} = 190,2 \text{ mm}$
 $= 0,1902 \text{ m}$

Dari nilai tersebut kemudian dimasukkan ke dalam persamaan 4.5, sehingga didapatkan :

$$U = \frac{(9,0 \times 10^4) \times (1,846 \times 10^{-5} \frac{kg}{ms})}{1,1768 \frac{kg}{m^3} \times 0,1902 \text{ m}} = 7,42 \text{ m/s}$$

4.2 Contoh Perhitungan

4.2.1 Perhitungan *Tip Speed Ratio* (TSR)

Persamaan untuk mendapatkan TSR pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ adalah sebagai berikut:

$$TSR = \frac{\omega \cdot R}{U} \quad (4.7)$$

dimana:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}; n = \text{rpm pada bilangan Reynolds } 9,0 \times 10^4$$

$$\omega = \frac{2\pi (510)}{60} = 53,074 \text{ rad/s}$$

R = jari-jari sudu turbin angin

$$R = \frac{I}{2} = \frac{(2D - b)}{2}$$

$$R = \frac{(2 \times 101,6 \text{ mm}) - 13 \text{ mm}}{2} = 95,1 \text{ mm} = 0,0951 \text{ m}$$

U = kecepatan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ yaitu 7,42 m/s

Sehingga didapatkan nilai TSR:

$$TSR = \frac{53,074 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times 0,0951 \text{ m}}{7,42 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0,684$$

4.2.2 Perhitungan *Coefficient of Power* (CoP)

Persamaan untuk mendapatkan CoP pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ adalah sebagai berikut:

$$CoP = \frac{\{(massa \text{ beban} - massa \text{ pegas})g\} \times r \times \omega}{\frac{1}{2} \rho A U^3} \quad (4.7)$$

dimana:

A = Luassapuanpadaturbinyangditabrakoleh angin

$$A = L \cdot H = 0,1902 \text{ m} \times 0,3 \text{ m} = 0,05706 \text{ m}^2$$

r = Jari-jari silinder yang menerima beban

ω = Kecepatan radial turbin angin

Sehingga didapatkan nilai CoP:

$$\begin{aligned} CoP &= \frac{\frac{410-190}{1000} \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,01 \text{ m} \cdot 53,074 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{\frac{1}{2} \cdot 1,1768 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,05706 \text{ m}^2 \cdot 7,42 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \\ &= 0,08407 = 8,407\% \end{aligned}$$

4.3 Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu

4.3.1 Data Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu

Dari hasil pengambilan data yang dilakukan, Tabel 4.1 menunjukkan data yang diperoleh dari putaran dan torsi statis pada turbin Savonius tanpa penambahan silinder pengganggu. Selain itu, tabel 4.1 juga menunjukkan data hasil pengolahan data berupa perhitungan dari daya, *Coefficient of Power* (CoP) dan *Tip Speed Ratio* (TSR) pada turbin Savonius tanpa penambahan silinder pengganggu.

Tabel 4. 1 Data Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu

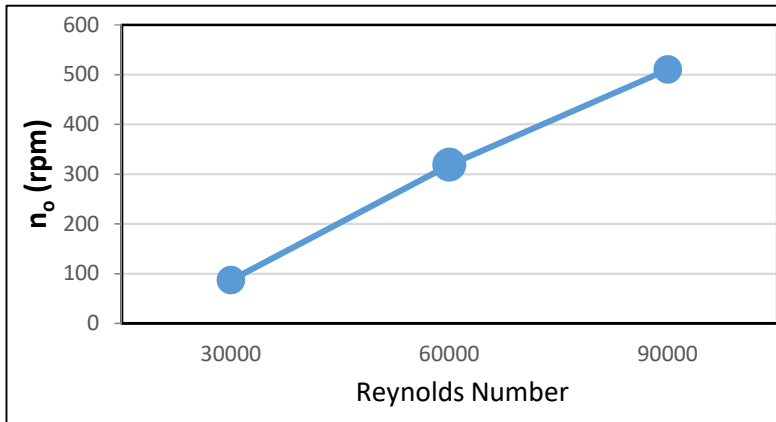
Bilangan Reynolds	n_o (rpm)	T_o (N.cm)	P_o (W)	CoP _o (%)	TSR _o
$3,0 \times 10^4$	86,8	1,2	0.505936	0.881	0.3501
$6,0 \times 10^4$	318,7	3,7	4.072115	3.619	0,6414
$9,0 \times 10^4$	510	6,7	13.71564	8.407	0,6847

4.3.2 Putaran sebagai Fungsi Bilangan Reynolds

Pada Gambar 4.1 menunjukkan grafik nilai putaran per satuan waktu dari turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu (n_o) sebagai fungsi dari bilangan Reynolds (Re). Penelitian dilakukan pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$.

Gambar 4.1 menunjukkan bahwa dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka nilai putaran per satuan waktu dari turbin angin Savonius juga semakin meningkat. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin meningkat, maka kecepatan putar dari turbin savonius meningkat. Dimana apabila kecepatan angin semakin tinggi maka nilai putaran per satuan waktu akan semakin meningkat. Nilai putaran pada bilangan Reynolds $3,0 \times$

10^4 sebesar 86,8 rpm, pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ sebesar 318,7 rpm, dan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ sebesar 510 rpm.



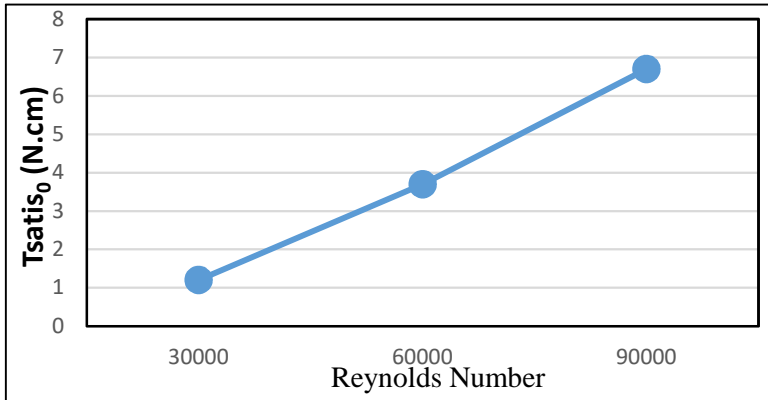
Gambar 4. 1 Grafik Putaran Turbin Angin Tanpa Silinder Pengganggu Sebagai Fungsi Bilangan Reynolds

4.3.3 Torsi Statis sebagai Fungsi Bilangan Reynolds

Grafik torsi statis turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu (T_o) sebagai fungsi bilangan Reynolds (Re) ditunjukkan pada gambar 4.2. Penelitian ini dilakukan pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$.

Gambar 4.2 diatas menunjukkan bahwa dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka torsi statis dari turbin angin Savonius juga semakin meningkat. Hal ini berdasarkan hukum kekekalan energi, dimana energi kinetik yang dihasilkan dari udara yang mengalir dikonversikan menjadi torsi statis oleh turbin savonius, maka nilainya akan berbanding lurus. Sehingga semakin besar nilai kecepatan udara, maka semakin besar pula nilai torsi statis. Nilai torsi statis pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$

sebesar 1,2 N.cm, pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ sebesar 3,7 N.cm, dan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ sebesar 6,7 N.cm.



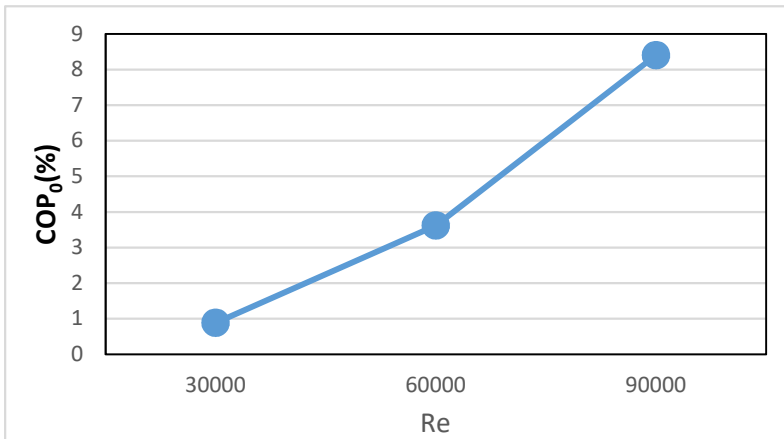
Gambar 4. 2 Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu sebagai fungsi Bilangan Reynolds

4.3.4 *Coefficient of Power* sebagai Fungsi Bilangan Reynolds

Grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu (CoP_o) sebagai fungsi bilangan Reynolds (Re) ditunjukkan pada gambar 4.3. Nilai bilangan Reynolds diambil berdasarkan batasan penelitian yaitu pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$.

Gambar 4.3 menunjukkan bahwa dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka nilai CoP dari turbin angin Savonius juga semakin meningkat. Berdasarkan persamaan 2.9 (perhitungan CoP), nilai CoP dipengaruhi oleh kecepatan daya input angin (U), torsi dinamis ($T_{dinamis}$) dan putaran (ω). Pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ memiliki nilai kecepatan angin yang paling rendah, sehingga menghasilkan besar nilai putaran dan torsi dinamis yang

paling rendah juga. Nilai CoP pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ memiliki nilai yang paling kecil dibanding bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$. Seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka nilai kecepatan angin, torsi dinamis, dan putaran juga semakin besar -pada turbin yang sama mengapa ada perubahan nilai CoP? Namun, peningkatan nilai putaran dan torsi dinamis lebih besar dibandingkan peningkatan daya input angin. Hal ini membuat nilai CoP semakin meningkat seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds. Nilai CoP pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ sebesar 0.881%, pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ sebesar 3.619%, dan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ sebesar 8.407%.



Gambar 4. 3 Grafik CoP Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu sebagai fungsi Bilangan Reynolds

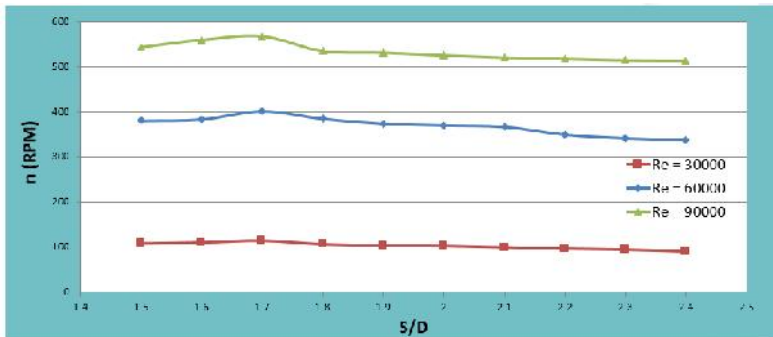
4.4. Pengaruh silinder pengganggu terhadap performa turbin Savonius

4.4.1 Putaran sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Hasil pengukuran nilai putaran turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular (n) dengan diameter (d) = 52

mm sebagai fungsi dari jarak pengganggu (S/D) ditunjukkan pada gambar 4.4. Dimana S/D merupakan jarak pusat returning blade turbin angin dengan pusat silinder pengganggu. Penelitian dilakukan dengan S/D pada rentang 1,5 sampai dengan 2,4 dengan kenaikan setiap 0,1.

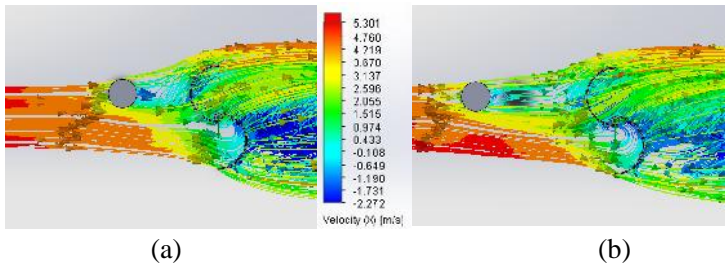
Gambar 4.4 memperlihatkan bahwa pada jarak S/D yang sama, seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka putaran dari turbin angin Savonius berpengganggu juga semakin tinggi. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengganggu berpengaruh terhadap nilai putaran dari turbin angin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka putaran yang dihasilkan oleh turbin juga semakin tinggi. Pada jarak $S/D = 1,7$; nilai torsi statis pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebesar 114,3 rpm, sedangkan pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ nilai torsi statisnya sebesar 401,3 rpm dan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ nilai torsi statisnya sebesar 567,8rpm.



Gambar 4. 4 Grafik putaran turbin angin Savonius berpengganggu (n) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.4 juga memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$ nilai putaran mengalami kenaikan dan penurunan. Pada jarak S/D 1,5 sampai dengan 1,7 nilai putaran mengalami kenaikan. Dengan menempatkan silinder pengganggu di depan returning blade

didapatkan efektif untuk mengurangi gaya drag yang terjadi pada returning blade (**Tsutsui, 2002**). Dari hasil ini diduga adanya penambahan pengganggu menyebabkan shear layer dari silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap boundary layer returning blade. Sehingga boundary layer returning blade terganggu dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen (sub-bab 2.5). Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur returning blade menjadi meningkat dan aliran menciptakan nilai adverse pressure gradien yang lebih tinggi, mengakibatkan gaya gesek yang terjadi pada dinding sudu *returning* menjadi berkurang sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah wake menyempit. Sehingga torsi yang dihasilkan oleh returning blade juga akan turun dan membuat selisih torsi antara returning blade dan advancing blade akan semakin besar. Hal ini dapat meningkatkan putaran yang dihasilkan oleh turbin.



Gambar 4. 5 (a) Ilustrasi Aliran Untuk Turbin Savonius Dengan Penambahan Silinder Pengganggu Pada Jarak $S/D = 1,7$ (b) Ilustrasi Aliran Untuk Turbin Savonius Dengan Penambahan Silinder Pengganggu Pada Jarak $S/D = 2,4$

Selain itu, Dengan menempatkan silinder pengganggu di depan returning blade, maka tekanan di depan returning blade akan menurun, sedangkan tekanan di belakang returning blade diasumsikan sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga perubahan gaya pressure drag (bergesernya titik stagnasi pada silinder utama **Triyogi, 2009**) yang mengakibatkan selisih

tekanan antara di depan dan di belakang *returning blade* menurun. Akibatnya selisih gaya drag antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini akan menghasilkan torsi semakin besar, sehingga putaran juga meningkat.

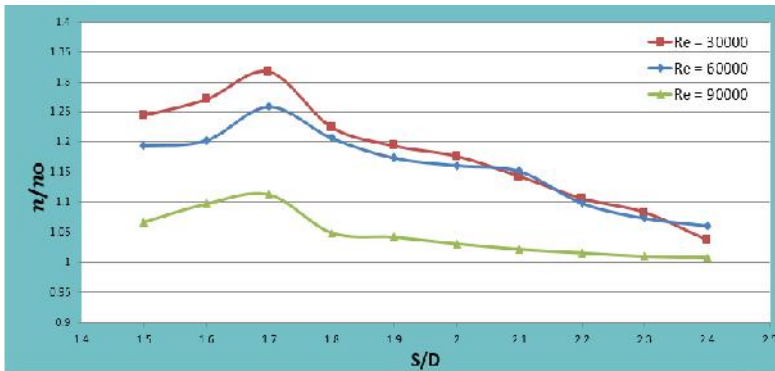
Sebaliknya, pada jarak S/D 1,7 sampai dengan 2,4 nilai putaran mengalami penurunan secara linier. Selain pengaruh dari penempatan silinder pengganggu, didapatkan bahwa variasi jarak S/D juga memberikan efek pada turbin angin savonius. Pada variasi jarak yang dekat-1,5-1,7 S/D , shear layer dari silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu boundary layer dari *returning blade*. Apabila jarak silinder pengganggu semakin jauh, maka shear layer dari silinder pengganggu sudah semakin tidak lagi efektif mengganggu *returning blade*, bahkan pada jarak yang sangat jauh akan seperti bila tidak ada pengganggu.

Jika diamati lebih lanjut pada $RE = 6,0 \times 10^4$ pada titik S/D 1,6 dan 1,8 memiliki nilai putaran yang mendekati sama, hal ini menunjukkan bahwa pada jarak tertentu silinder pengganggu memiliki dampak yang sama pada sudu *Returning*, namun menghasilkan fenomena yang berbeda. Hal ini dapat disebabkan jarak silinder pengganggu S/D 1,8; memiliki shear layer yang efektif dalam mengganggu sudu *returning*. Sementara pada jarak S/D 1,6 memiliki dampak yang sama dengan S/D 1,8 namun dengan menurunkan tekanan di depan sudu *returning* turbin Savonius.

Dalam penelitian ini, ditemukan keadaan dimana ketika silinder pengganggu ditempatkan pada jarak S/D 1,7 menunjukkan kinerja terbaik dari turbin angin savonius. Untuk ketiga bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian ini, semuanya menunjukkan nilai puncak (peak value) dari putaran turbin angin Savonius berpengganggu berada pada jarak $S/D = 1,7$. Ini menunjukkan bahwa pada posisi pengganggu dengan $S/D = 1,7$ di depan *returning blade* memberikan kinerja yang optimal pada turbin Savonius yang diteliti.

Gambar 4.6 menunjukkan grafik perbandingan putaran antara turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular

dengan diameter (d) = 50,8 mm dan tanpa silinder pengganggu (n/n_0). Pada semua bilangan Reynolds yang diteliti dan untuk $S/D = 1,5 - 2,4$; semuanya menunjukkan bahwa n/n_0 memiliki nilai lebih besar dari satu, ini menunjukkan bahwa penempatan silinder pengganggu di depan returning blade turbin efektif dalam meningkatkan nilai putaran turbin. Pada $Re = 3,0 \times 10^4$ nilai putaran turbin Savonius dengan silinder pengganggu -pada jarak optimum 1,7- mengalami kenaikan nilai putaran hingga 1,32 kali dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa Pengganggu. Untuk bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ kenaikan maksimum dari putaran sebesar 1,26 kali dan pada $Re = 9,0 \times 10^4$ kenaikan maksimum dari putaran sebesar 1,11 kali.

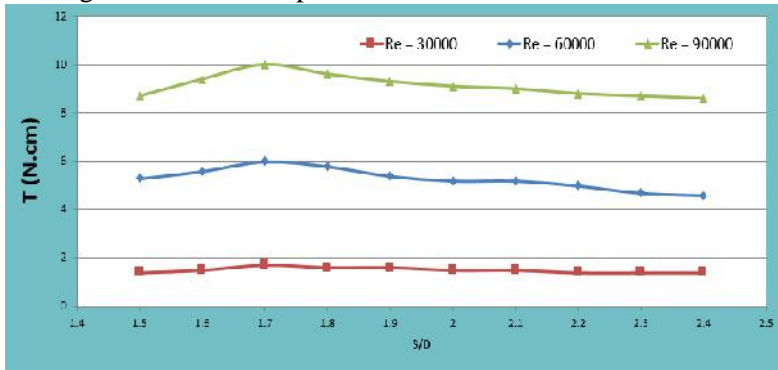


Gambar 4. 6 Grafik perbandingan putaran antara turbin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (n/n_0) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

4.4.2 Torsi statis sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.7 menunjukkan grafik torsi statis turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular (T) dengan diameter (d) = 50,8 mm, dimana torsi statis adalah torsi yang diukur ketika turbin angin berada dalam keadaan tidak berputar dan membentuk bukaan sudu pada sudut 0° . Grafik tersebut ditampilkan dalam nilai

torsi statis sebagai fungsi S/D , dimana S/D merupakan jarak pusat returning blade turbin angin dengan pusat silinder pengganggu. Penelitian dilakukan dengan S/D pada rentang 1,5 sampai dengan 2,4 dengan kenaikan setiap 0,1.



Gambar 4. 7 Grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu (T) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Pada jarak S/D yang sama, seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka torsi statis dari turbin angin Savonius berpengganggu juga semakin tinggi. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengganggu berpengaruh terhadap torsi statis dari turbin angin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka gaya yang digunakan untuk menahan turbin juga semakin tinggi. Sehingga torsi yang dihasilkan juga semakin besar. Pada jarak $S/D = 1,7$; nilai torsi statis pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebesar 1,7 N.cm, sedangkan pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ nilai torsi statisnya sebesar 6,0 N.cm dan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ nilai torsi statisnya sebesar 10,0 N.cm.

Gambar 4.7 memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$ nilai torsi statis mengalami peningkatan dan penurunan. Pada jarak S/D 1,5 sampai dengan 1,7 nilai torsi statis mengalami peningkatan. Dengan menempatkan silinder pengganggu di depan returning blade

didapatkan efektif untuk mengurangi gaya drag yang terjadi pada *returning blade* (Tsutsui, 2002). Dari hasil ini diduga adanya penambahan pengganggu menyebabkan *shear layer* dari silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap *boundary layer* *returning blade*. Sehingga *boundary layer* *returning blade* terganggu dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen (sub-bab 2.5). Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur *returning blade* menjadi meningkat dan aliran menciptakan nilai *adverse pressure* gradien yang lebih tinggi, mengakibatkan gaya gesek yang terjadi pada dinding sudu *returning* menjadi berkurang sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit. Sehingga torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar. Hal ini dapat meningkatkan torsi statis yang dihasilkan oleh turbin.

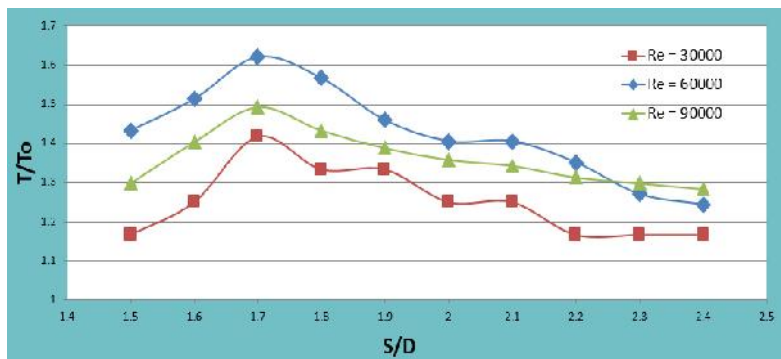
Selain itu, Dengan menempatkan silinder pengganggu di depan *returning blade*, maka tekanan di depan *returning blade* akan menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* diasumsikan sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga perubahan gaya *pressure drag* (bergesernya titik stagnasi pada silinder utama Triyogi, 2009) yang mengakibatkan selisih tekanan antara di depan dan di belakang *returning blade* menurun. Akibatnya selisih gaya drag antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini akan menghasilkan torsi semakin besar, sehingga torsi statis juga meningkat.

Sebaliknya, pada jarak S/D 1,7 sampai dengan 2,4 nilai putaran mengalami penurunan secara linier. Selain pengaruh dari penempatan silinder pengganggu, didapatkan bahwa variasi jarak S/D juga memberikan efek pada turbin angin *savonius*. Pada variasi jarak yang dekat -1,5-1,7 S/D -, *shear layer* dari silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu *boundary layer* dari *returning blade*. Apabila jarak silinder pengganggu semakin jauh, maka *shear layer* dari silinder pengganggu sudah semakin tidak

lagi efektif mengganggu returning blade, bahkan pada jarak yang sangat jauh akan seperti bila tidak ada pengganggu.

Jika diamati lebih lanjut pada $Re = 6,0 \times 10^4$ pada titik S/D 1,6 dan 1,8 memiliki nilai putaran yang mendekati sama, hal ini menunjukkan bahwa pada jarak tertentu silinder pengganggu memiliki dampak yang sama pada sudu *Returning*, namun menghasilkan fenomena yang berbeda. Hal ini dapat disebabkan jarak silinder pengganggu S/D 1,8; memiliki shear layer yang efektif dalam mengganggu sudu *returning*. Sementara pada jarak S/D 1,6 memiliki dampak yang sama dengan S/D 1,8 namun dengan menurunkan tekanan di depan sudu *returning* turbin Savonius.

Untuk ketiga bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai puncak (peak value) dari torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu berada pada jarak S/D = 1,7. Ini menunjukkan bahwa pada posisi pengganggu dengan S/D = 1,7 di depan returning blade memberikan kinerja yang optimal pada turbin Savonius yang diteliti.



Gambar 4. 8 Grafik perbandingan torsi statis antara turbin angin Savonius berpengganggu dengan tanpa silinder pengganggu (T/T_0) sebagai fungsi jarak pada S/D = 1,5 – 2,4

Gambar 4.8 menunjukkan grafik nilai perbandingan torsi statis antara turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder

sirkular dengan diameter (d) = 50,8 mm dan tanpa silinder pengganggu (T/T_0), dimana torsi statis adalah torsi yang diukur ketika turbin angin berada dalam keadaan tidak berputar dan membentuk bukaan sudu pada sudut 0° . Pada semua bilangan Reynolds yang diteliti dan untuk $S/D = 1,5 - 2,4$; semuanya menunjukkan bahwa T/T_0 memiliki nilai lebih besar dari satu, ini menunjukkan bahwa penempatan silinder pengganggu di depan returning blade turbin efektif dalam meningkatkan nilai torsi statis turbin. Pada $Re = 3,0 \times 10^4$ nilai torsi statis turbin Savonius dengan silinder pengganggu -pada jarak optimum 1,7- mengalami kenaikan hingga 1,42 kali dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa Pengganggu. Untuk bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ kenaikan maksimum dari torsi statis sebesar 1,62 kali dan pada $Re = 9,0 \times 10^4$ kenaikan maksimum dari putaran sebesar 1,49 kali.

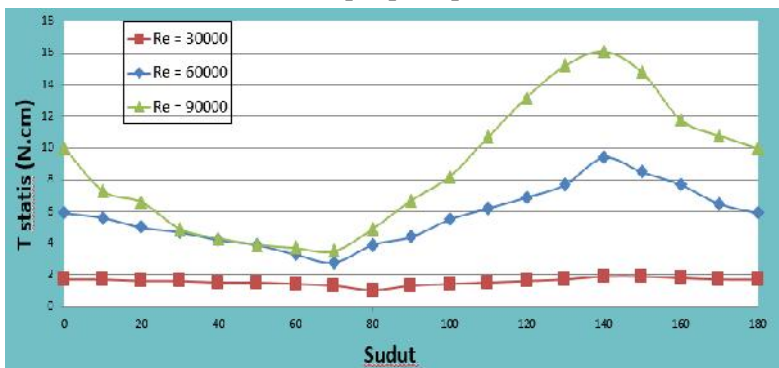
4.4.2.1 Torsi statis sebagai fungsi sudut bukaan sudu pada jarak $S/D = 1,7$

Gambar 4.9 menunjukkan grafik torsi statis turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular (T) dengan diameter (d) = 50,8 mm, dimana torsi statis adalah torsi yang diukur ketika turbin angin berada dalam keadaan tidak berputar. Grafik tersebut ditampilkan dalam nilai torsi statis sebagai fungsi sudut pada jarak S/D 1,7 dimana pada jarak S/D tersebut memiliki torsi statis paling besar.

Gambar 4.9 memperlihatkan bahwa pada posisi sudut yang sama, dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka nilai torsi statis dari turbin angin Savonius berpengganggu juga semakin tinggi. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengganggu sangat berpengaruh terhadap torsi statis dari turbin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka gaya yang digunakan untuk menahan turbin juga semakin tinggi. Sehingga torsi yang dihasilkan juga semakin besar. Pada sudut = 0° , nilai torsi statis pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebesar 1,7

N.cm, sedangkan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ nilai torsi statisnya sebesar 10,0 Ncm.

Selain itu, gambar 4.9 juga memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$ nilai torsi statis mengalami kenaikan dan penurunan. Pada sudut 0° sampai dengan 70° nilai torsi statis mengalami penurunan. Sedangkan pada sudut 70° sampai dengan sudut 90° nilai torsi statis mengalami peningkatan. Perubahan posisi sudu (*returning* dan *advancing*) mempengaruhi koefisien drag untuk masing-masing sudu. Gaya dorong akibat kecepatan angin dipengaruhi oleh koefisien drag masing-masing sudu. *Advancing* blade dengan koefisien drag yang lebih besar akan memberikan gaya dorong yang lebih besar dibandingkan dengan *returning* blade. Momentum masing-masing sudu saling berlawanan, sehingga nilai torsi statis terbesar akan didapat pada posisi sudut 140° .



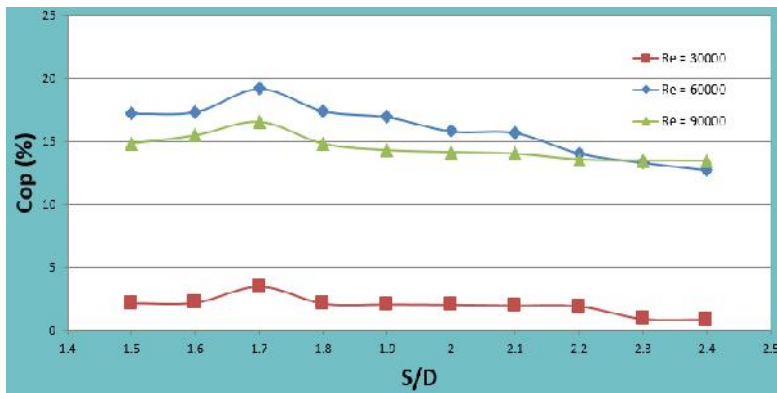
Gambar 4. 9 Grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu (T) sebagai fungsi sudut

Untuk bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$ pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai terendah dari torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu berada pada sudut 70° . Sedangkan pada Reynolds $3,0 \times 10^4$ menunjukkan bahwa nilai terendah torsi statis didapatkan pada nilai sudut 80° , hal ini diakibatkan oleh besar wake yang diciptakan oleh masing-masing bilangan Reynolds, diduga pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$, titik

separasi pada silinder Pengganggu mundur ke belakang dikarenakan nilai Reynolds yang lebih rendah, hal ini mengakibatkan bergesernya pula nilai sudut untuk didaparkannya torsi statis minimum. Berbeda dengan torsi statis minimum, nilai torsi statis maksimum didapatkan pada sudut optimum yang sama pada setiap bilangan Reynolds yaitu 140° . Ini menunjukkan bahwa posisi sudut tersebut memberikan kinerja yang optimal pada turbin Savonius yang diteliti.

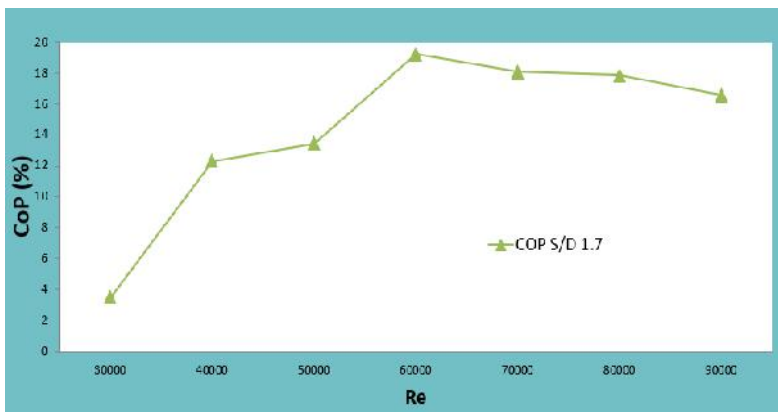
4.4.3 Coefficient of Power (CoP) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.10 menunjukkan grafik Coefficient of Power (CoP) turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter (d) = 50,8 mm. Grafik tersebut ditampilkan dalam nilai Coefficient of Power sebagai fungsi S/D , dimana S/D merupakan jarak pusat returning blade turbin angin dengan pusat silinder pengganggu. Penelitian dilakukan dengan S/D pada rentang 1,5 sampai dengan 2,4 dengan kenaikan setiap 0,1. Gambar 4.10 memperlihatkan bahwa pada jarak S/D yang sama, nilai Coefficient of Power dari turbin angin Savonius memiliki nilai tertinggi pada bilangan Reynold $6,0 \times 10^4$, diikuti oleh nilai CoP bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ dan nilai CoP paling rendah dimiliki oleh bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$.



Gambar 4. 10 Grafik Coefficient of Power turbin angin Savonius berpengganggu (CoP) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Perlu diamati bahwa CoP pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ memiliki nilai yang lebih tinggi dibandingkan $9,0 \times 10^4$. Hal ini disebabkan oleh karakteristik turbin yang digunakan dalam penelitian ini memiliki nilai bilangan Reynolds optimum pada bilangan $Re = 6,0 \times 10^4$, sesuai dengan gambar 4.11. Pada gambar 4.11 terlihat bahwa nilai Coefficient of Power pada $Re = 6,0 \times 10^4$ menunjukkan nilai tertinggi, hal ini disebabkan karena pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ turbin menghasilkan kenaikan daya yang lebih besar dibandingkan bilangan Reynolds lainnya. Setiap bilangan Reynolds menghasilkan nilai CoP yang berbeda-beda yang didapat dari hasil pengukuran pembebanan dan putaran turbin angin Savonius setelah Pengganggu ditempatkan pada jarak S/D optimum 1,7. Terlihat bahwa seiring kenaikan bilangan Reynolds akan menunjukkan nilai CoP yang berbeda. Untuk jarak S/D = 1,7; nilai Coefficient of Power pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebesar 3.4 %, pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ nilai Coefficient of Power sebesar 19.2%, dan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ nilai Coefficient of Power sebesar 16.55%.



Gambar 4. 11 Grafik Coefficient of Power Turbin Angin Savonius Berpengganggu (CoP) Pada Jarak S/D = 1,7 Sebagai Fungsi Bilangan Reynolds

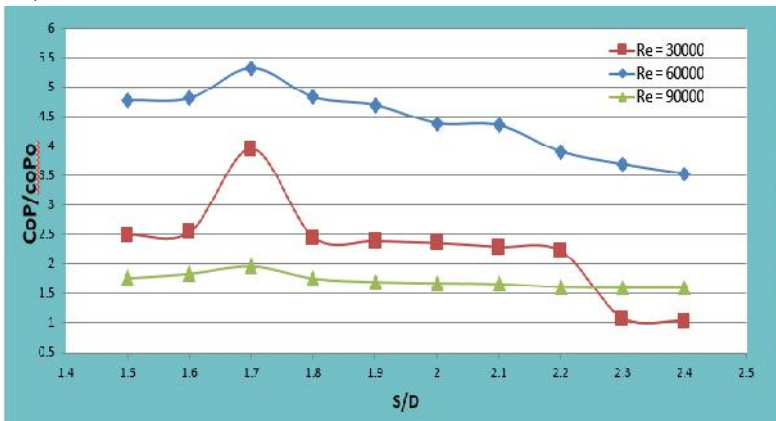
Gambar 4.10 juga memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$ nilai Coefficient of Power mengalami kenaikan dan penurunan. Pada jarak S/D 1,5 sampai dengan 1,7 nilai Coefficient of Power mengalami kenaikan. Dengan menempatkan silinder pengganggu di depan returning blade didapatkan efektif untuk mengurangi gaya drag yang terjadi pada returning blade (Tsutsui, 2002). Dari hasil ini diduga adanya penambahan pengganggu menyebabkan shear layer dari silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap boundary layer returning blade. Sehingga boundary layer returning blade terganggu dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen (sub-bab 2.5). Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur returning blade menjadi meningkat dan aliran menciptakan nilai adverse pressure gradien yang lebih tinggi, mengakibatkan gaya gesek yang terjadi pada dinding sudu *returning* menjadi berkurang sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah wake menyempit. Sehingga torsi yang dihasilkan oleh returning blade juga akan turun dan membuat selisih torsi antara returning blade dan advancing blade akan semakin besar. Hal ini dapat meningkatkan daya yang dihasilkan oleh turbin.

Selain itu, Dengan menempatkan silinder pengganggu di depan returning blade, maka tekanan di depan returning blade akan menurun, sedangkan tekanan di belakang returning blade diasumsikan sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga perubahan gaya pressure drag (bergesernya titik stagnasi pada silinder utama Triyogi, 2009) yang mengakibatkan selisih tekanan antara di depan dan di belakang returning blade menurun. Akibatnya selisih gaya drag antara returning blade dan advancing blade semakin besar. Hal ini akan menghasilkan torsi semakin besar, sehingga daya juga meningkat.

Sebaliknya, pada jarak S/D 1,7 sampai dengan 2,4 nilai putaran mengalami penurunan secara linier. Selain pengaruh dari penempatan silinder pengganggu, didapatkan bahwa variasi jarak S/D juga memberikan efek pada turbin angin savonius. Pada

variasi jarak yang dekat-1,5-1,7 S/D, shear layer dari silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu boundary layer dari returning blade. Apabila jarak silinder pengganggu semakin jauh, maka shear layer dari silinder pengganggu sudah semakin tidak lagi efektif mengganggu returning blade, bahkan pada jarak yang sangat jauh akan seperti bila tidak ada pengganggu.

Perlu diamati bahwa CoP pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ memiliki nilai yang lebih tinggi dibandingkan $9,0 \times 10^4$. Hal ini dikarenakan kenaikan kecepatan yang besar tidak diiringi dengan kenaikan daya yang besar pula. Bukti ini sesuai dengan hukum Betz yang menyatakan nilai CoP tidak berbanding lurus dengan peningkatan bilangan Reynolds. Pada jarak $S/D \approx 1,7$; nilai Coefficient of Power pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ adalah sebesar 5,7 %, pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ nilai Coefficient of Power adalah sebesar 19,22 %, sedangkan pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ nilai Coefficient of Power sebesar 16,55 %.



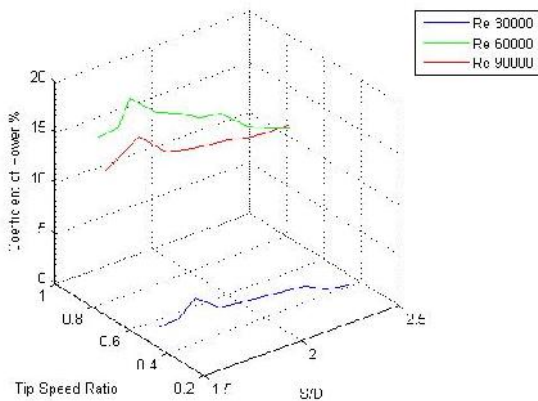
Gambar 4. 12 Grafik perbandingan Coefficient of Power antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu (CoP/CoP^0) sebagai fungsi jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.12 menunjukkan grafik perbandingan Coefficient of Power antara turbin angin Savonius dengan

pengganggu silinder sirkular dengan diameter (d) = 50,8 mm dan tanpa silinder pengganggu (CoP/CoP_0). Pada semua bilangan Reynolds yang diteliti dan untuk $S/D = 1,5 - 2,4$; semuanya menunjukkan bahwa CoP / CoP_0 memiliki nilai lebih besar dari satu, hal ini menjelaskan bahwa dengan diletakkannya silinder pengganggu di depan returning blade, terbukti efektif meningkatkan performa turbin angin.

Dimana pada $Re = 3,0 \times 10^4$ kenaikan maksimum dari Coefficient of Power didapatkan pada posisi jarak S/D dengan nilai 1,7; sebesar 3,94 kali CoP dari turbin tanpa silinder pengganggu. Pada $Re = 6,0 \times 10^4$ dan $Re = 9,0 \times 10^4$ kenaikan maksimum dari Coefficient of Power didapatkan pada posisi jarak S/D 1,7 secara berturut-turut sebesar 5,31 kali dan 1.97 kali. Sehingga dapat ditetapkan bahwa jarak S/D 1,7 merupakan jarak optimum untuk meningkatkan nilai CoP dari turbin angin Savonius dalam penelitian ini.

4.4.4 Coefficient of Power (CoP) sebagai fungsi Tip Speed Ratio () pada jarak $S/D = 1,5 - 2,4$



Gambar 4. 13 Grafik Coefficient of Power Turbin Angin Savonius Berpengganggu Sebagai Fungsi TSR Dalam $S/D = 1,5 - 2,4$, dan Bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$

Gambar 4.13 menunjukkan grafik Coefficient of Power turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter (d) = 50,8 mm. Grafik tersebut ditampilkan dalam nilai Coefficient of Power sebagai fungsi TSR dan S/D . Grafik diatas memperlihatkan bahwa nilai Coefficient of Power dari turbin angin Savonius memiliki nilai tertinggi pada bilangan Reynold $6,0 \times 10^4$, diikuti oleh nilai CoP bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ dan nilai CoP paling rendah dimiliki oleh bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$. Perlu diamati bahwa CoP pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ memiliki nilai yang lebih tinggi dibandingkan $9,0 \times 10^4$.

Perlu diperhatikan, bahwa teori yang dinyatakan oleh hukum Betz dimana efisiensi tertinggi turbin angin savonius didapatkan pada nilai $0.7 < \text{TSR} < 1.0$. Sebelumnya Pada pada sub bab 4.4.3 penelitian ini didapatkan titik optimum penempatan Pengganggu – S/D 1,7 – untuk setiap bilangan Reynolds. Dan dari gambar 4.13 diatas, maka dapat dilihat korelasi antara TSR, CoP, dan S/D pada setiap jarak S/D . Jika kita mengamati S/D optimum, maka didapatkan nilai CoP yang lebih besar pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ yang memiliki TSR tertinggi yaitu 0,77. Hal ini membuktikan teori yang dikemukakan oleh hukum Betz

Gambar 4.13 juga memperlihatkan bahwa pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$ nilai Coefficient of Power mengalami kenaikan dan penurunan. Pada jarak S/D 1,5 sampai dengan 1,7 nilai Coefficient of Power mengalami kenaikan. Dengan menempatkan silinder pengganggu di depan returning blade didapatkan efektif untuk mengurangi gaya drag yang terjadi pada returning blade. Dari hasil ini diduga adanya penambahan pengganggu menyebabkan shear layer dari silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap boundary layer returning blade. Sehingga boundary layer returning blade terganggu dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen. Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur returning blade menjadi meningkat dan aliran menciptakan nilai adverse pressure gradien yang lebih tinggi, mengakibatkan gaya gesek yang terjadi menjadi berkurang sehingga titik separasi mundur ke

belakang dan daerah wake menyempit. Sehingga torsi yang dihasilkan oleh returning blade juga akan turun dan membuat selisih torsi antara returning blade dan advancing blade akan semakin besar. Hal ini dapat meningkatkan daya dan putaran yang dihasilkan oleh turbin. Sehingga nilai Coefficient of Power dan TSR mengalami kenaikan.

Selain itu, Dengan menempatkan silinder pengganggu di depan returning blade, maka tekanan di depan returning blade akan menurun, sedangkan tekanan di belakang returning blade diasumsikan tetap sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga gaya pressure drag yang mengakibatkan selisih tekanan antara di depan dan di belakang returning blade menurun. Akibatnya selisih gaya drag antara returning blade dan advancing blade semakin besar. Hal ini akan menghasilkan torsi semakin besar, sehingga daya juga meningkat.

Sebaliknya, pada jarak S/D 1,7 sampai dengan 2,4 nilai putaran mengalami penurunan. Selain pengaruh dari penempatan silinder pengganggu, didapatkan bahwa variasi jarak S/D juga memberikan efek pada turbin angin savonius. Pada variasi jarak yang dekat-1,5-1,7 S/D , shear layer dari silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu boundary layer dari returning blade. Apabila jarak silinder pengganggu semakin jauh, maka shear layer dari silinder pengganggu sudah semakin tidak lagi efektif mengganggu returning blade, bahkan pada jarak yang sangat jauh akan seperti bila tidak ada pengganggu.

Untuk ketiga bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai puncak (peak value) Coefficient of Power dari turbin angin Savonius berpengganggu berada pada jarak $S/D = 1,7$. Ini menunjukkan bahwa pada posisi pengganggu dengan $S/D = 1,7$ di depan returning blade memberikan kinerja yang optimal pada turbin Savonius yang diteliti.

4.4. Perbandingan Antara Hasil Penelitian dan Simulasi

Salah satu tujuan lain dari penelitian ini yang tidak disebutkan adalah membandingkan dan mencari korelasi terhadap penelitian lain maupun hasil simulasi. Dari nilai CoP yang didapatkan presentase CoP yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan penelitian **Retno 2016** (CoP maksimum sebesar 1,02%)^[7]. Hal ini membuktikan bahwa sistem pengambilan nilai daya yang digunakan Retno memiliki kekurangan yang berhasil diperbaiki pada penelitian ini.

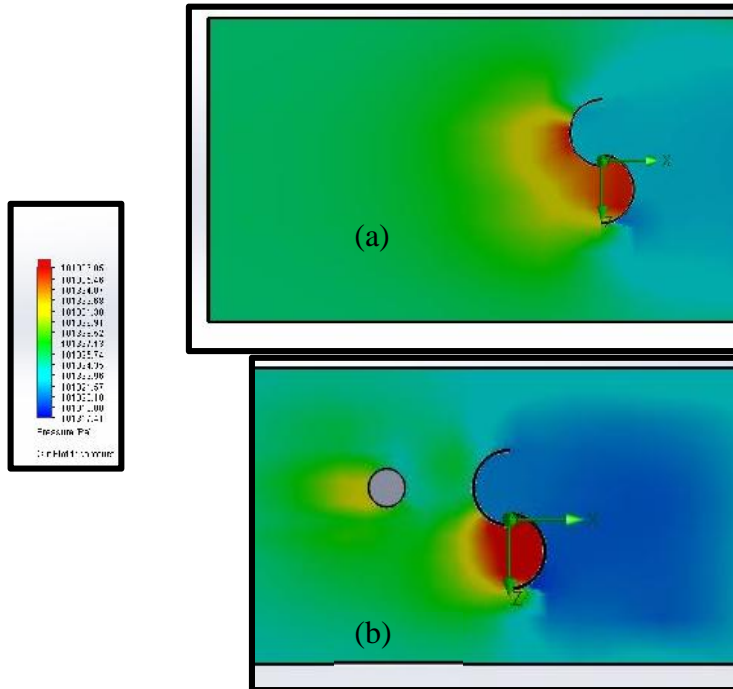
Selain itu, dalam penelitian ini tidak melakukan pengamatan visual aliran sehingga hanya mengamati nilai-nilai pengukuran yang telah dijelaskan pada sub bab 4.2 sampai 4.4. Hal ini memunculkan pertanyaan dimana fenomena aliran apa saja yang terjadi sehingga peningkatan nilai-nilai pengukuran dapat terjadi? Dalam sub bab ini akan dibahas lebih dalam mengenai hal itu melalui hasil simulasi.

4.5.1 Simulasi Pada Turbin Sebelum dan Sesudah Diberikan Pengganggu

Untuk meninjau fenomena yang terjadi maka dilakukan sebuah simulasi menggunakan software Solidworks. Simulasi ini menunjukkan distribusi tekanan dan distribusi kecepatan aliran yang terjadi pada turbin angin savonius pada sudut bukaan 0° - keadaan sesaat turbin tidak berputar.

Gambar 4.14 (a) menunjukkan distribusi tekanan pada sudut turbin angin savonius tanpa diberikan silinder pengganggu, dan 4.14 (b) menunjukkan distribusi tekanan pada turbin angin savonius setelah diberikan silinder pengganggu pada jarak optimal S/D 1,7. Setiap simulasi dilakukan pada bilangan Reynolds dengan CoP optimum yaitu $Re = 6,0 \times 10^4$. Terlihat bahwa pada gambar 4.14 (a) nilai tekanan pada masing-masing sudut menunjukkan nilai yang tinggi. Sementara pada gambar 4.14 (b) terlihat secara kontras

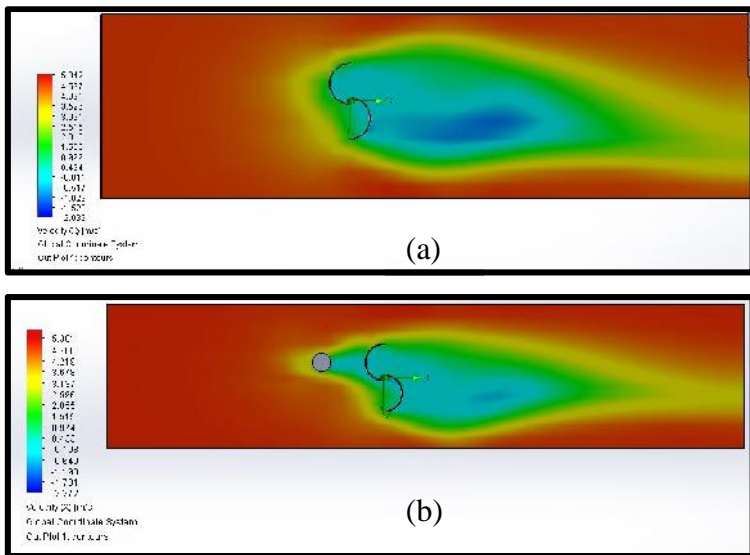
penurunan nilai tekanan pada sudu returning blade. Hal ini menjelaskan bahwa penempatan silinder pengganggu efektif menurunkan tekanan pada returning blade sehingga selisih tekanan pada kedua sudu bertambah -menjawab hipotesa.



Gambar 4. 14 (a) Distribusi Tekanan Pada Sudu Turbin Angin Savonius Tanpa Diberikan Silinder Pengganggu (b) Menunjukkan Distribusi Tekanan Pada Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Jarak Optimal S/D 1,7

Gambar 4.15 (a) menunjukkan distribusi kecepatan pada sudu turbin angin savonius tanpa diberikan silinder pengganggu, dan gambar 4.15 (b) menunjukkan distribusi kecepatan pada turbin angin savonius setelah diberikan silinder pengganggu pada jarak

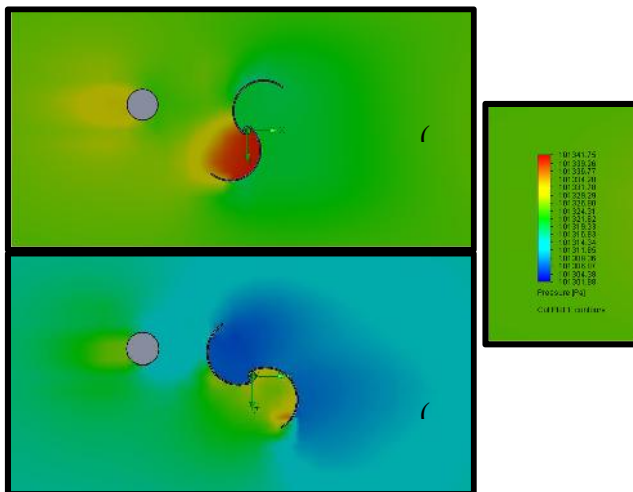
optimal S/D 1,7. Setiap simulasi dilakukan pada bilangan Reynolds dengan CoP optimum yaitu $Re = 6,0 \times 10^4$. Terlihat bahwa pada gambar 4.15 (a) nilai kecepatan pada masing-masing sudu menunjukkan nilai yang berbeda dengan nilai kecepatan pada sudu *returning* lebih besar sebagai penyebab turbin berputar. Sementara pada gambar 4.15 (b) terlihat secara kontras penurunan nilai kecepatan pada sudu *returning blade*. Hal ini menjelaskan bahwa penempatan silinder pengganggu efektif mengganggu *shear boundary layer* -menurunkan Koefisien drag (C_d)- pada *returning blade* dan juga mengarahkan aliran menuju sudu *advancing*. Sehingga selisih kecepatan pada kedua sudu bertambah -menjawab hipotesa.



Gambar 4. 15 (a) Distribusi Tekanan Pada Sudu Turbin Angin Savonius Tanpa Diberikan Silinder Pengganggu (b) Menunjukkan Distribusi Tekanan Pada Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Pengganggu Pada Jarak Optimal S/D 1,7

Perlu kita amati pada gambar 4.15 (b) terjadi attachment aliran pada sudu *returning* setelah aliran diganggu oleh silinder. Hal ini diharapkan terjadi, dengan mengharapkan bahwa aliran yang menabrak sudu *returning* (*reattach*) memiliki kecepatan yang lebih besar sehingga dapat mengganggu *shear boundary layer* dan menurunkan nilai *coefficient drag*. Jika mengamati penelitian **Retno (2016)**, perbandingan antara luasan penampang tubin dan luasan penampang wind tunnel mencapai 18% dimana memberikan *blockage effect*. Dari penelitian yang dilakukan **Takeda (1992)**, *blockage effect* dapat mempengaruhi titik *reattachment*. Sehingga pada penelitian yang dilakukan Retno, terjadi keadaan dimana aliran yang terpecah oleh silinder pengganggu mengalami *reattachment* yang prematur sehingga tidak memberikan dampak yang signifikan.

4.5.1 Simulasi Pada Turbin Angin Savonius Sesudah Diberikan Penganggu Pada Bukaannya Sudut Turbin 70° dan 140°



Gambar 4. 16 Distribusi Tekanan Pada Sudu Turbin Angin Savonius Dengan Silinder Penganggu jarak S/D 1,7 dan Bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ (a) Sudut Bukaannya 140° (b) Sudut Bukaannya 70°

ada sub bab ini akan ditampilkan simulasi menggunakan software Solidworks pada turbin angin savonius sesudah diberikan Pengganggu dengan bukaan sudut turbin 70° dan 140° -yang telah dijelaskan pada sub bab 3.3. Gambar 4.16 menunjukan distribusi tekanan pada sudu turbin angin savonius sdengan silinder pengganggu pada jarak S/D 1,7 (a) sudut bukaan 140° dan (b) sudut bukaan 70° . Setiap simulasi dilakukan pada bilangan Reynolds dengan CoP optimum yaitu $Re = 6,0 \times 10^4$. Terlihat bahwa pada gambar 4.14 (a) nilai tekanan pada masing-masing sudu menunjukan nilai tertinggi pada sudu advancing, menjelaskan nilai torsi statis yang tinggi akiibat selisih tekanan yang sangat tinggi. Sementara pada gambar 4.14 (b) terlihat secara kontras penurunan nilai selisih tekanan pada masing-masing sudu. Hal ini menjelaskan nilai torsi statis yang rendah akiibat selisih tekanan yang sangat kecil.

“Halaman ini sengaja dikosongkan“

BAB 5

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Pada penelitian ini, penempatan silinder pengganggu dengan ukuran $d/D = 0,5$ di depan returning blade Turbin Savonius pada variasi $S/D = 1,5 - 2,4$ untuk variasi $Re = 3,0 \times 10^4$; $6,0 \times 10^4$ dan $9,0 \times 10^4$ diperoleh beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Penggunaan silinder pengganggu sirkular yang diletakkan di depan returning blade turbin angin tipe Savonius efektif dalam meningkatkan performa turbin angin.
2. Variasi jarak S/D yang diteliti berpengaruh terhadap performa turbin angin tipe Savonius.
3. Pada $Re = 3,0 \times 10^4$ kenaikan maksimum dari putaran sebesar 1,32 kali $Re = 6,0 \times 10^4$ kenaikan maksimum dari putaran sebesar 1,26 kali dan pada $Re = 9,0 \times 10^4$ kenaikan maksimum putaran sebesar 1,11 kali.
4. Pada $Re = 3,0 \times 10^4$ kenaikan maksimum dari torsi statis sebesar 1,42 kali, $Re = 6,0 \times 10^4$ kenaikan maksimum dari torsi statis sebesar 1,62 kali dan pada $Re = 9,0 \times 10^4$ kenaikan maksimum torsi statis sebesar 1,49 kali.
5. Pada $Re = 3,0 \times 10^4$ kenaikan maksimum dari Coefficient of Power sebesar 3,94 kali lipat dari nilai CoP awal. Pada $Re = 6,0 \times 10^4$ kenaikan maksimum dari Coefficient of Power sebesar 5,31 kali lipat dan pada $Re = 9,0 \times 10^4$ kenaikan maksimum Coefficient of Power sebesar 1,97 kali lipat.
6. Untuk semua bilangan Reynolds yang digunakan dalam penelitian ini didapatkan jarak pusat returning blade turbin angin dengan pusat silinder pengganggu yang paling efektif adalah sebesar $S/D = 1,7$ ditandai dengan nilai puncak (peak value) dari putaran, torsi statis dan

Coefficient of Power turbin angin Savonius berpengganggu berada pada jarak S/D tersebut.

5.2. Saran

1. Dalam pengukuran torsi dinamis, neraca pegas yang digunakan hanya memiliki ketelitian hingga 10 gram, dan dapat ditingkatkan.
2. Dalam pembuatan turbin angin Savonius, mohon diperhatikan balance masa pada setiap komponen turbin, agar putaran turbin tidak menghasilkan getaran.
3. Untuk mendapatkan aliran yang tidak *swirl* dari *blower*, dapat dipasangkan lintasan yang mengarahkan aliran (*honeycomb*) pada bagian depan *blower*.
4. Perlu dilakukan analisa yang meninjau pengaruh TSR pada bilangan Reynolds optimum terhadap nilai CoP.
5. Perlu dilakuan peninjauan data data dari sudut pandang lain untuk menyempurnakan teori.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Deda Altan Burcin, Atilgan Mehmet, dan Ozdamar Aydogan. 2008. An Experimental Study on Improvement of a Savonius Rotor Performance with Curtaining, Journal Experimental Thermal and Fluid Science, Vol 32, Page Paper 1673-1678
- [2] Fox, Robert W. dan Mc. Donald, Alan T. 1998. Introduction to Fluid Mechanics, 5th Edition. John Wiley and Son, Inc:New York.
- [3] Mohamed MH, Janiga G, Pap E, dan Thevenin D. 2010. Optimization of Savonius Turbines Using an Obstacle Shielding the Returning Blade, Journal Renewable Energy, Vol 35, Page Paper 2618-2626
- [4] N.H. Mahmoud, A.A. El-Haroun, E.Wahba, and M.H. Nasef. An experimental study on improvement of Savonius rotor performance. Alexandria Engineering Journal (2012) 51, 19-25.
- [5] Triyogi, Y, D. Suprayogi, dan E. Spirda. 2009. Reducing the Drag on a Cyclinder by Upstream Installation of an I type Bluff Body as Passive Control, Journal Mechanical Engineering Science, Vol 223 Part C, Page Paper 2291-2296.
- [6] Tsutsui, T dan Igarashi, T. 2002. Drag Reduction on Circular Cylinder in an Air-Stream, Journal of Wind Engineering And Industrial Aerodynamic, Vol 90, Page Paper 527-541
- [7] Retno Dewi dan Triyogi. 2016. Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Pengganggu di Depan Returning Blade Turbin

Angin Savonius Terhadap Performa Turbin in Jurnal Teknik ITS Vol. 4, No. 1, (2015) ISSN: 2337-3539 (2301-9271 Print)

- [8] Rizki Maghfira dan Triyogi. 2016. Studi Eksperimen Pengaruh Jarak Antara Silinder Pengganggu Sirkular Dengan Returning Blade Turbin Angin Savonius Terhadap Performa Turbin.
- [9] Takeda K. a dan M. Kato b. Wind tunnel blockage effects on drag coefficient and wind- induced vibration. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 41-44 (1992) 897-908 897 Elsevie

LAMPIRAN

Tabel A1. Data Putaran Turbin angin Savonius

S/D	n			n/ n_0		
	RE=30000	RE=60000	RE=90000	RE=30000	RE=60000	RE=90000
1.5	108	380.5	544.2	1.166667	1.432432	1.298507
1.6	110.3	383.3	559.78	1.25	1.513514	1.402985
1.7	114.3	401.28	567.81	1.416667	1.621622	1.492537
1.8	106.3	384.6	535.19	1.333333	1.567568	1.432836
1.9	103.6	374	531.4	1.333333	1.459459	1.38806
2	102.1	370	525.7	1.25	1.405405	1.358209
2.1	99.2	367	521	1.25	1.405405	1.343284
2.2	96	350	518	1.166667	1.351351	1.313433
2.3	94	342	515	1.166667	1.27027	1.298507
2.4	90	338	514.3	1.166667	1.243243	1.283582
Tanpa Pengganggu	86.8	318.7	510			

Tabel A2. Data Torsi Statis Turbin angin Savonius

S/D	T			T/ T_0		
	RE=30000	RE=60000	RE=90000	RE=30000	RE=60000	RE=90000
1.5	1.4	5.3	8.7	1.166667	1.432432	1.298507
1.6	1.5	5.6	9.4	1.25	1.513514	1.402985
1.7	1.7	6	10	1.416667	1.621622	1.492537
1.8	1.6	5.8	9.6	1.333333	1.567568	1.432836
1.9	1.6	5.4	9.3	1.333333	1.459459	1.38806
2	1.5	5.2	9.1	1.25	1.405405	1.358209
2.1	1.5	5.2	9	1.25	1.405405	1.343284
2.2	1.4	5	8.8	1.166667	1.351351	1.313433
2.3	1.4	4.7	8.7	1.166667	1.27027	1.298507
2.4	1.4	4.6	8.6	1.166667	1.243243	1.283582
Tanpa Pengganggu	1.2	3.7	6.7			

Tabel A3. Data Torsi Statis Turbin angin Savonius pada S/D= 1,7

Sudut	Torsi Statis		
	30000	60000	90000
0	1.7	5.9	10
10	1.7	5.6	7.3
20	1.6	5	6.6
30	1.6	4.7	4.9
40	1.5	4.2	4.3
50	1.5	3.9	3.9
60	1.4	3.3	3.7
70	1.3	2.8	3.5
80	1	3.9	4.9
90	1.3	4.4	6.7
100	1.4	5.5	8.2
110	1.5	6.2	10.7
120	1.6	6.9	13.2
130	1.7	7.7	15.2
140	1.9	9.4	16.1
150	1.9	8.5	14.8
160	1.8	7.7	11.8
170	1.7	6.5	10.8
180	1.7	5.9	10

Tabel A4. Data CoP dan TSR Turbin angin Savonius

RE	Massa Pegas (N)	Berat Timbangan (g)	Gaya Berat Timbangan (N)	Daya Turbine (watt)	Momen Torsi (N.m)	U (m/s)	Daya Angin (Watt)	% of COP	TSR
30000	0.3433	40	0.3924	0.00446	0.0004905	2.47	0.505936	0.88159	0.350112
60000	0.4905	95	0.93195	0.14739	0.0044145	4.95	4.072115	3.619486	0.641447
90000	1.8639	410	4.7088	1.1531	0.021582	7.42	13.71564	8.407157	0.684779

Tabel A5. Data Perhitungan CoP dan TSR pada $Re = 3,0 \times 10^4$

$\frac{S}{D}$	Massa Pegas (g)	Berat Timbangan (g)	Gaya (N)	Daya Turbine (watt)	Momen Torsi [selisih] (N.m)	U (m/s)	Daya Angin (Watt)	% of COP	TSR	$\frac{CoP}{CoP_0}$
1.5	10	20	0.098	0.011	0.001	2.47	0.506	2.192	0.436	2.486
1.6	20	30	0.098	0.011	0.001	2.47	0.506	2.239	0.445	2.539
1.7	20	35	0.147	0.018	0.0015	2.47	0.506	3.48	0.461	3.946
1.8	20	30	0.098	0.011	0.001	2.47	0.506	2.157	0.429	2.447
1.9	20	30	0.098	0.011	0.001	2.47	0.506	2.103	0.418	2.384
2	15	25	0.098	0.01	0.001	2.47	0.506	2.072	0.412	2.350
2.1	20	30	0.098	0.01	0.001	2.47	0.506	2.013	0.4	2.283
2.2	10	20	0.098	0.01	0.001	2.47	0.506	1.948	0.387	2.209
2.3	15	20	0.049	0.005	0.0005	2.47	0.506	0.954	0.379	1.081
2.4	10	15	0.049	0.005	0.0005	2.47	0.506	0.913	0.363	1.035

Tabel A6. Data Perhitungan CoP dan TSR pada $Re = 6,0 \times 10^4$

$\frac{S}{D}$	Massa Pegas (g)	Berat Timbangan (g)	Gaya Berat Timbangan (N)	Daya Turbine (watt)	Momen Torsi (N.m)	U (m/s)	Daya Angin (Watt)	% of COP	TSR	$\frac{CoP}{CoP_0}$
1.5	40	220	1.766	0.703	0.0177	4.95	4.072	17.27	0.766	4.771
1.6	50	230	1.766	0.708	0.0177	4.95	4.072	17.4	0.771	4.806
1.7	60	250	1.864	0.783	0.0186	4.95	4.072	19.22	0.808	5.311
1.8	50	230	1.766	0.711	0.0177	4.95	4.072	17.46	0.774	4.822
1.9	70	250	1.766	0.691	0.0177	4.95	4.072	16.97	0.753	4.689
2	60	230	1.668	0.646	0.0167	4.95	4.072	15.86	0.745	4.381
2.1	70	240	1.668	0.641	0.0167	4.95	4.072	15.73	0.739	4.346
2.2	50	210	1.57	0.575	0.0157	4.95	4.072	14.12	0.704	3.901
2.3	50	205	1.521	0.544	0.0152	4.95	4.072	13.37	0.688	3.692
2.4	60	210	1.472	0.521	0.0147	4.95	4.072	12.78	0.68	3.531

Tabel A7. Data Perhitungan CoP dan TSR pada $Re = 9,0 \times 10^4$

$\frac{S}{D}$	Massa Pegas (g)	Berat Timbangan (g)	Gaya Berat Timbangan (N)	Daya Turbine (watt)	Momen Torsi (N.m)	U (m/s)	Daya Angin (Watt)	% of COP	TSR	$\frac{CoP}{CoP_0}$
1.5	110	475	3.581	2.04	0.0358	7.42	13.72	14.87	0.731	1.768
1.6	110	480	3.63	2.127	0.0363	7.42	13.72	15.51	0.752	1.844
1.7	100	490	3.826	2.274	0.0383	7.42	13.72	16.58	0.762	1.971
1.8	110	480	3.63	2.033	0.0363	7.42	13.72	14.82	0.719	1.763
1.9	120	480	3.532	1.964	0.0353	7.42	13.72	14.32	0.714	1.703
2	110	470	3.532	1.943	0.0353	7.42	13.72	14.17	0.706	1.685
2.1	120	480	3.532	1.926	0.0353	7.42	13.72	14.04	0.7	1.670
2.2	110	460	3.434	1.862	0.0343	7.42	13.72	13.57	0.696	1.614
2.3	110	460	3.434	1.851	0.0343	7.42	13.72	13.49	0.691	1.605
2.4	100	450	3.434	1.848	0.0343	7.42	13.72	13.48	0.691	1.602

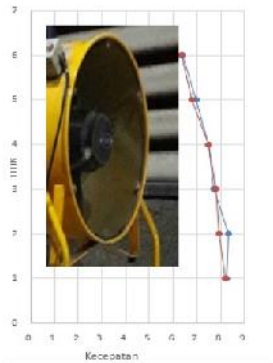
Tabel A8. Data Perhitungan bilangan Reynolds dan CoP pada S/D 1,7

RE	PUTARAN	Massa Pegas (g)	Massa Timbangan (g)	Gaya (N)	Daya Turbin (watt)	Momen Torsi (N.m)	U m/s	Daya Angin (Watt)	% of COP	TSR
30000	114.3	20	35	0.1472	0.0176	0.0015	2.47	0.5059	3.4795	0.161
40000	180.8	20	100	0.7848	0.1485	0.0078	3.29	1.2054	12.32	0.546
50000	257.08	40	160	1.1772	0.3168	0.0118	4.12	2.3943	13.454	0.6211
60000	401.3	60	250	1.8639	0.7829	0.0186	4.95	4.0721	19.226	0.8077
70000	405.88	100	380	2.7468	1.1669	0.0275	5.77	6.4496	18.093	0.7776
80000	524.3	110	430	3.1392	1.7227	0.0314	6.59	9.6434	17.864	0.7917
90000	567.81	120	510	3.8259	2.2738	0.0383	7.42	13.72	16.56	0.7621

Menentukan Keseragaman Aliran

Keseragaman profil kecepatan aliran fluida (*uniform flow*) sangat dibutuhkan dalam penelitian ini. Hal ini agar skema penelitian dua dimensi tampak atas dapat mendekati ideal sehingga penelitian yang dilakukan pada turbin angin savonius ini bisa mendapatkan hasil yang paling ideal. Menentukan apakah aliran tersebut uniform atau tidak, biasanya benda uji diuji di dalam sebuah terowongan angin (*wind tunnel*) karena aliran belum mengalami kondisi *fully developed* pada wind tunnel tersebut. Akan tetapi, pada penelitian kali ini benda uji diletakkan di luar

wind tunnel, hal ini dimaksudkan agar penelitian ini dikondisikan seperti di kondisi nyata.



Titik	Kecepatan
1	8.2
2	7.94
3	7.79
4	7.49
5	6.78
6	6.33

“Halaman ini sengaja dikosongkan“

RIWAYAT PENULIS



Arnoldus Adro Pradhito dilahirkan di Kota Jakarta pada tanggal 19 Juni 1994. Penulis menempuh pendidikan di SD Tarakanita 5 Jakarta Timur, SMP Negeri 109 Jakarta, dan kemudian SMA Negeri 81 Jakarta. Pada tahun 2012, penulis melanjutkan ke perguruan tinggi negeri, tepatnya menjadi mahasiswa di Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Saat ini penulis menjadi anggota aktif laboratorium Mekanika dan Mesin Fluida.

Selama perkuliahan, penulis aktif menjadi Asisten Praktikum pada lab Otomotif. Penulis juga terlibat aktif dalam kegiatan organisasi kampus, tercatat sebagai pengurus Keluarga Mahasiswa Katolik ITS, 2013, Himpunan Mahasiswa Mesin ITS periode 2013-2015, dan anggota ITS Team Sapuangan 2015-2016. Apabila terdapat kritik maupun saran, dapat menghubungi penulis melalui e-mail dengan alamat arnoldus.19@gmail.com.